



**Technische  
Universität  
Braunschweig**



**Jan Dyckmans**

# Untersuchungen zum Einsatz von Alkoholen in modernen Ottomotoren

**Berichte aus dem ivb | Band 12 | Braunschweig 2016**



# **Untersuchungen zum Einsatz von Alkoholen in modernen Ottomotoren**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde  
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Jan Dyckmans  
aus (Geburtsort): Neuss

eingereicht am: 28.04.2015  
mündliche Prüfung: 06.11.2015

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts  
Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker



Berichte aus dem ivb

Band 12

**Jan Dyckmans**

**Untersuchungen zum Einsatz von Alkoholen  
in modernen Ottomotoren**

Shaker Verlag  
Aachen 2016

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2015

Copyright Shaker Verlag 2016

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

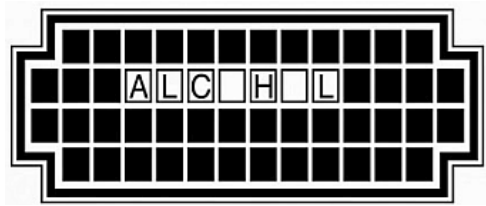
ISBN 978-3-8440-4301-3

ISSN 2364-3862

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)



Sometimes Alcohol is the Answer





# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand im Zentralbereich Forschung & Vorauentwicklung der Robert Bosch GmbH in Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit, seine wohlwollende Unterstützung und Geduld sowie die hilfreichen Ideen und seinen Pragmatismus, welcher oft im Weg liegende Steine umgehen ließ. Herrn Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker danke ich für das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit und die bereitwillige Übernahme des Koreferats. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Rolf Radespiel für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Herrn Dr.-Ing. Thorsten Raatz bin ich zu Dank verpflichtet für die Initiierung der Arbeit und die fortwährende Unterstützung, so dass selbst in wirtschaftlich schwierigen Zeiten und ohne Projektzugehörigkeit der Alkohol nie ausging. Mein ganz besonderer Dank gebührt Herrn Dr.-Ing. Stefan Arndt, der durch sein großes Interesse an dieser Arbeit sowie der unermüdlichen Bereitschaft zu Diskussion und Gedankenaustausch einen maßgeblichen Anteil daran hat, dass diese Arbeit erfolgreich abgeschlossen wurde. Stellvertretend für alle Mitarbeiter und Kollegen der Robert Bosch GmbH sei an dieser Stelle den Herren Martin Noack und Thorsten Heidinger für die entgegengebrachte Unterstützung gedankt. Durch die Kollegen fand ich Rahmenbedingungen vor, die ein konzentriertes und zielstrebiges Arbeiten ermöglichen.

Meinen Mitstreitern Daniel Hertler, Sebastian Müller, Matthias Zink, Henning Heikes und Martin Buschbeck danke ich für die allzeit gute Arbeitsatmosphäre, die gegenseitige Unterstützung und Motivation.

Ein Dankeschön an meine Freunde, die auch in schwierigen Zeiten zu mir gehalten, Verständnis aufgebracht und mich unermüdlich moralisch unterstützt haben.

Abschließend sei an dieser Stelle ein ganz besonderer Dank meinen Eltern ausgesprochen, die mir auf meinem bisherigen Weg immer alles ermöglicht und mich stets mit Verständnis und Motivation begleitet haben. Danke!

Stuttgart, im Dezember 2015

Jan Dyckmans



# Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur . . . . .	VII
Kurzfassung . . . . .	XIII
Abstract . . . . .	XV
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Ziel . . . . .	1
1.2 Inhalt und Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>5</b>
2.1 Trends der Motorenentwicklung . . . . .	5
2.1.1 Die Benzindirekteinspritzung . . . . .	5
2.1.2 Downsizing und damit verbundene Herausforderungen . . . . .	11
2.2 Heutige und zukünftige Kraftstoffszenarien . . . . .	14
2.2.1 Aktuelle Situation . . . . .	14
2.2.2 Treiber für alternative Kraftstoffe . . . . .	16
2.2.3 Anforderungen an einen Alternativkraftstoff . . . . .	20
2.3 Alkohole als alternativer Kraftstoff . . . . .	22
2.3.1 Eigenschaften der Alkohole . . . . .	22
2.3.2 Alkoholherstellung . . . . .	34
2.3.3 Einsatz von Alkoholen als Kraftstoff . . . . .	39
<b>3 Versuchsträger und Messtechnik</b>	<b>47</b>
3.1 Kraftstoffe . . . . .	47
3.2 Versuchsträger und Messtechnik . . . . .	50
3.2.1 Hydraulischer Druckanstiegsanalysator . . . . .	50
3.2.2 Druckkammer . . . . .	52
3.2.3 Transparentmotor . . . . .	54
3.2.4 Einzylindermotor . . . . .	56
3.2.5 Vergleich zwischen konventionellem und optisch zugänglichem Einzylinderaggregat . . . . .	58

3.2.6	Optische Messtechnik . . . . .	60
3.2.7	Thermodynamische Analyse . . . . .	70
3.2.8	Sonstige Messtechnik . . . . .	72
<b>4</b>	<b>Untersuchungen zur Gemischbildung</b>	<b>75</b>
4.1	Ventilvermessung . . . . .	76
4.1.1	Gegendruckabhängigkeit . . . . .	77
4.1.2	Einspritzdruckabhängigkeit . . . . .	80
4.1.3	Streuung . . . . .	81
4.1.4	Öffnungs- und Schließverhalten . . . . .	82
4.2	Gemischbildung unter stationären Bedingungen . . . . .	85
4.2.1	Bewertung der axialen Penetration . . . . .	88
4.2.2	Bewertung des Strahlwinkels . . . . .	92
4.2.3	Bewertung der Zerstäubungsgüte . . . . .	94
4.2.4	Bewertung der Dampfphase . . . . .	98
4.3	Gemischbildung unter instationären Bedingungen . . . . .	101
4.3.1	Sprayausbreitung . . . . .	103
4.3.2	Bewertung der Reproduzierbarkeit . . . . .	105
4.4	Zusammenfassung der Gemischbildungsuntersuchungen . . . . .	110
<b>5</b>	<b>Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen</b>	<b>113</b>
5.1	Grundlegende Untersuchung der Verbrennung . . . . .	113
5.1.1	Die Verbrennung bei unterer Teillast und hoher Last . . . . .	114
5.1.2	Verbrennung und Emissionen innerhalb eines Lastschnitts . . . . .	118
5.1.3	Einfluss von AGR, Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Ansteuerbeginn	121
5.2	Flammenausbreitung . . . . .	126
5.2.1	Entwicklung der Flammenfläche . . . . .	128
5.2.2	Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme . . . . .	132
5.3	Anhebung des Verdichtungsverhältnisses . . . . .	135
5.3.1	Unterschiede in der Verbrennung bei angehobenem Verdichtungs- verhältnis . . . . .	137
5.3.2	Verbrennung und Emissionen innerhalb eines Lastschnitts bei angehobenem Verdichtungsverhältnis . . . . .	138
5.3.3	Einfluss von AGR, Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Ansteuerbeginn auf die Verbrennung bei angehobenem Verdichtungsverhältnis .	141
5.4	Wirkungsgradvorteil durch Alternativkraftstoff und Anhebung der Kom- pression . . . . .	144

5.5	2-Tank-System . . . . .	147
5.6	Zusammenfassung der Verbrennungs- und Emissionsuntersuchungen .	153
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>159</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>163</b>
	<b>Anhang</b>	<b>177</b>
A	Stoffwerte . . . . .	177
B	Motordaten . . . . .	178
C	Datenfilterung am HDA . . . . .	178
D	Weitere Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen . . . . .	179
D.1	Stationäre Bedingungen . . . . .	179
D.2	Instationäre Bedingungen . . . . .	181
E	Datenaufbereitung Flammenuntersuchungen . . . . .	183
F	Weitere Ergebnisse der Verbrennungs- und Emissionsuntersuchungen .	184
F.1	Referenz-Verdichtungsverhältnis . . . . .	184
F.2	Angehobenes Verdichtungsverhältnis . . . . .	185



# Nomenklatur

## Lateinische Symbole

$A$	Fläche
$A_F$	Flammenfläche
$b_i$	spezifischer, indizierter Verbrauch
$c$	Lichtgeschwindigkeit
$c_s$	Schallgeschwindigkeit
$d$	Durchmesser
$E$	Energie
$E_{fu}$	Funkenenergie
$f$	Frequenz
$f_B$	Brennweite
$h$	Planck'sches Wirkungsquantum
$h_F$	Höhe des Feuerstegs
$H_G$	Gemischheizwert
$H_u$	Heizwert
$I$	Signalintensität
$KI$	Klopfintensität
$L$	Länge
$L_{st}$	stöch. Luftbedarf
$m$	Masse
$m_{Inj}$	Einspritzmasse
$m_L$	Luftmasse
$M$	molare Masse
$n$	Drehzahl
$n_B$	Brechungsindex
$p$	Druck
$p_{Abg}$	Abgasdruck nach Auslass
$p_{Geg}$	Gegendruck
$p_{Inj}$	Einspritzdruck
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck
$p_s$	Saugrohrdruck
$p_{Umg}$	Umgebungsdruck
$p_{vp}$	Dampfdruck

$p_{\text{Zyl}}$	Zylinderdruck
$p_{\text{Zyl,max}}$	Zylinderspitzenndruck
$P_e$	spezifische Leistung
$Q_B$	freigesetzte Wärme
$Q_{\text{Stat}}$	statischer Durchfluss
$R_s$	spezifische Gaskonstante
$Re$	Reynolds-Zahl
$s$	Hub
$s_L$	laminare Flammengeschwindigkeit
$s_T$	turbulente Flammengeschwindigkeit
$s_V$	Ventilhub
$t$	Zeit
$t_i$	Ansteuerdauer
$t_{n. \text{ ASB}}$	Zeit nach Ansteuerbeginn
$t_{n. \text{ ASE}}$	Zeit nach Ansteuerende
$T$	Temperatur
$T_{\text{Abg}}$	Abgastemperatur nach Auslass
$T_F$	Flammpunkt
$T_{\text{Fuel}}$	Kraftstofftemperatur
$T_{\text{Gas}}$	Gastemperatur
$T_m$	Massenmitteltemperatur
$T_S$	Saugrohrtemperatur
$T_S$	Siedetemperatur
$T_Z$	Zündtemperatur
$u'$	lokales Turbulenzniveau
$U_{\text{sek}}$	Zündspannung (Sekundärspannung)
$v$	Strömungsgeschwindigkeit
$V$	Volumen
$V_h$	Hubvolumen
$We$	Weber-Zahl
$x$	Abstand
$X_{\text{PFI}}$	Anteil Saugrohreinspritzung
$X_r$	Responsefaktor
$y$	axiale Penetration



## Griechische Symbole

$\alpha$	Kurbelwinkel
$\alpha_{\text{ASB}}$	Ansteuerbeginn
$\alpha_{\text{ASE}}$	Ansteuerende
$\alpha_{\text{HR50}}$	Verbrennungsschwerpunkt (Heizverlaufrechnung)
$\alpha_{\text{MFB50}}$	Verbrennungsschwerpunkt
$\alpha_{\text{MFB90}}$	Brennende
$\alpha_{\text{St}}$	Strahlwinkel
$\alpha_{\text{Zünd}}$	Zündwinkel
$\Delta\alpha_{\text{BD}}$	Brenndauer
$\Delta\alpha_{\text{FE}}$	Flammenentwicklungszeit
$\Delta\alpha_{\text{ZV}}$	Zündverzug
$\Delta_{\text{vH}}$	spezifische Verdampfungsenthalpie
$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\epsilon_{\text{geo}}$	geometrisches Verdichtungsverhältnis
$\epsilon_{\text{therm}}$	thermodynamisches Verdichtungsverhältnis
$\eta$	dynamische Viskosität
$\eta$	Wirkungsgrad
$\eta_{\text{e}}$	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_{\text{g,BV}}$	Gütegrad des Brennverlaufs
$\eta_{\text{i}}$	indizierter Wirkungsgrad
$\eta_{\text{th}}$	thermischer Wirkungsgrad
$\kappa$	Isentropenexponent
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
$\lambda_{\text{em}}$	Wellenlänge
$\lambda_{\text{exc}}$	Anregungswellenlänge
$\lambda_{\text{Z}}$	Zündgrenze
$\mu$	Durchflussbeiwert
$\nu$	kinematische Viskosität
$\rho$	Dichte
$\sigma$	Oberflächenspannung
$T$	Transmission
$\varphi$	Volumenanteil
$\omega$	Massenanteil

## Abkürzungen

ABE	Aceton-Butanol-Ethanol
AGR	Abgasrückführung
bbl	(Öl-)Barrel (158,987 Liter)
BDE	Benzindirekteinspritzung
BRICS	Vereinigung von aufstrebenden Volkswirtschaften: Brasilien, Russland, Indien, China, Südafrika
C	Kohlenstoff
C <sub>2</sub>	diatomares Kohlenwasserstoff-Radikal
CAS	internationaler Bezeichnungsstandard für chemische Stoffe ( <i>engl.: Chemical Abstracts Service</i> )
CCD	ladungsgekoppeltes Bauteil ( <i>engl.: Charged Coupled Device</i> )
CEC	Coordinating European Council
CH <sub>4</sub>	Methan
CH*	Methylidyn-Radikal
CMOS	komplementärer Metall-Oxid-Halbleiter ( <i>engl.: Complementary Metal Oxide Semiconductor</i> )
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CoV	relative Standardabweichung ( <i>engl.: Coefficient of Variation</i> )
DI	Direkteinspritzung ( <i>engl.: Direct Injection</i> )
DPI	2-Tank-Betrieb ( <i>engl.: <u>D</u>irect &amp; <u>P</u>ort <u>I</u>njection</i> )
DVPE	getrocknetes Dampfdruckäquivalent ( <i>engl.: Dry Vapour Pressure Equivalent</i> )
EMI	Einspritzmengenindikator
EVzu	„Einlassventil geschlossen“ ( <i>Einspritzmuster f. 2-Tank-Betrieb</i> )
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoff
FID	Flammen-Ionisations-Detektor
H	Wasserstoff
HC	(unverbrannte) Kohlenwasserstoffe
HCV	atomares Verhältnis Wasserstoff zu Kohlenstoff
HDA	Hydraulischer Druckanstiegsanalysator
HOM	„Ansaugtakt“ ( <i>Einspritzmuster f. 2-Tank-Betrieb</i> )

ICCD	ladungsgekoppeltes Bauteil mit vorgeschaltetem Verstärker ( <i>engl.: Intensified Charged Coupled Device</i> )
LIEF	Laserinduzierte Exciplexfluoreszenz
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
MEK	Methylethylketon
MOZ	Motor-Oktanzahl
N	Stickstoff
N <sub>2</sub> O	Distickstoffoxid (Lachgas)
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
O	Sauerstoff
OCV	atomares Verhältnis Sauerstoff zu Kohlenstoff
OH*	Hydroxyl-Radikal
OT	Oberer Totpunkt
PFI	Saugrohreinspritzung ( <i>engl.: Port Fuel Injection</i> )
PIV	Particle Image Velocimetry
RET	Rotations-Energie-Transfer
ROZ	Research-Oktanzahl
SRE	Saugrohreinspritzung
SZ	Schwärzungszahl (nach Bosch)
THG	Treibhausgas
TMPD	N,N,N',N'-Tetramethyl-p-phenylendiamin
VET	Vibrations-Energie-Transfer



# Kurzfassung

Motiviert durch die aktuellen Trends der Motorenentwicklung und die sich abzeichnenden Kraftstoffszenarien der nahen Zukunft wird im Rahmen dieser Arbeit der Einsatz von Alkoholen als Benzinsubstitut bewertet. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen eines modernen Downsizingkonzepts wird so der Beitrag der alternativen Kraftstoffe zu einer wirkungsvollen Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen untersucht.

Betrachtet wird die gesamte Wirkkette von der Gemischbildung über die Verbrennung bis zu den Emissionen. Eine auf theoretischer Basis durchgeführte Bewertung der für diese Wirkkette relevanten physikalischen und chemischen Stoffeigenschaften der Alkohole identifiziert das größte Potenzial bei Ethanol und n-Butanol. Untersuchungen zum Dosierverhalten etablierter Injektorkonzepte decken unterschiedliche Reaktionen auf die veränderten Stoffeigenschaften auf. Insbesondere die Viskosität des Kraftstoffs hat hier einen großen Einfluss. Speziell angepasste optische Messtechniken zeigen, dass die geometrischen Größen der Kraftstoffsprays unter stationären Bedingungen nicht signifikant beeinflusst werden. Jedoch nimmt die Zerstäubungsgüte der Injektorkonzepte ab, wie auch Messungen unter den instationären Bedingungen des motorischen Betriebs bestätigen. Es wird eine gegenüber Benzin schlechtere Zerstäubung beobachtet, die sich auch auf die Reproduzierbarkeit der Gemischbildung auswirkt. Dank eines kloppfreien Betriebs ist die Verbrennung von Ethanol deutlich effizienter. Dies ist auch nach Anhebung des Verdichtungsverhältnisses der Fall. Ein Vergleich verschiedener Szenarien zur Wirkungsgradsteigerung verdeutlicht, dass Ethanol in Verbindung mit einer Anhebung der Verdichtung das größte Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung besitzt. Dieses Potenzial wird durch niedrige Emissionswerte zusätzlich unterstützt. Der experimentelle Teil dieser Arbeit schließt mit der Untersuchung einer bedarfsgerechten Zudosierung eines zweiten, kloppfesten Kraftstoffs über Direkt- oder Saugrohreinspritzung. Ziel dieser Zudosierung ist eine Anhebung der Klopfgrenze und somit eine Steigerung des Wirkungsgrades. Hierbei zeigt sich, dass die Zugabe von Ethanol nicht nur die Verbrennung stabilisiert, sondern auch den Wirkungsgrad verbessert.

Unter Berücksichtigung der vielfältigen Möglichkeiten im Herstellungsprozess zeigen die Ergebnisse dieser Arbeit den wirkungsvollen Beitrag der Alkohole zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dank der Stoffeigenschaften und deren Auswirkungen auf die verbrennungsmotorische Prozesskette ist unter den Anforderungen eines Downsizingkonzeptes Ethanol im Vergleich zu n-Butanol der geeignetere Alkoholkraftstoff.

**Schlüsselwörter:** Ottomotor; Direkteinspritzung; Downsizing; Alternative Kraftstoffe; Alkohole; Gemischbildung; Verbrennung; Emissionen; Wirkungsgrad; Verdichtung; Optische Messtechnik; Einzylindermotor; Thermodynamische Analyse; Verlustteilung



## Abstract

Motivated by the current trends in engine technology development and by the upcoming fuel scenarios of the near future the use of alcohols as a substitute of gasoline is evaluated. Considering the boundary conditions of a modern downsizing concept the alternative fuel's contribution to an efficient reduction of CO<sub>2</sub> emissions is investigated.

The engine's entire process chain of mixture formation, combustion, and emissions is examined. A theoretical assessment of the alcohol's physical and chemical properties relevant to this process chain identifies ethanol and n-butanol to have the biggest potential. Investigating the dosing behavior of established injector concepts reveals different reactions to the changed fuel properties. Especially the fuel's viscosity has a strong impact. Specially adapted optical measurement techniques show that the geometric properties of the fuel sprays are not affected significantly under stationary conditions. However, the quality of the injector concepts' spray atomization declines, as measurements under the transient conditions of the engine operation confirm. Relative to gasoline a worse spray atomization is observed affecting the reproducibility of the mixture formation. Thanks to knock-free combustion ethanol shows significantly higher efficiencies in combustion. This is also found after increasing the compression ratio. A comparison of different scenarios to improve the engine's efficiency reveals that ethanol in combination with a higher compression ratio offers the biggest potential to raise the indicated thermal efficiency. This potential is supported by the good performance regarding the emissions limited by legislation. The experimental part of this work is concluded by investigations injecting a second, knock-resistant fuel appropriately by either direct or port fuel injection. This additional injection is intended to raise the knock limit and thereby enable an increase in efficiency. Adding ethanol is not only stabilizing the combustion but also increasing the efficiency.

Under consideration of the numerous possibilities in the production process the results of this work show the effective contribution of alcohols in reducing CO<sub>2</sub> emissions. Thanks to the fuel properties and their impact on the engine's process chain under the boundary conditions of a downsizing concept ethanol is the more eligible alcohol fuel compared to n-butanol.

**Keywords:** Gasoline Engine; Direct Injection; Downsizing; Alternative Fuels; Alcohols; Mixture Formation; Combustion; Emissions; Efficiency; Compression; Optical Measurement Techniques; Single Cylinder Engine; Thermodynamic Analysis; Split of Losses





# 1 Einleitung

Der Einsatz von alternativen Kraftstoffen stellt keinen revolutionären Schritt in der Entwicklung des Automobils dar. Schon in Versuchen von Nicolaus Otto, Rudolf Diesel oder Henry Ford spielten neben den heute etablierten Kraftstoffen Benzin bzw. Diesel auch solche eine gewichtige Rolle, die sich auf anderem Wege als der Raffination von Erdöl gewinnen lassen. Bereits Anfang des 20. Jahrhunderts gab es das Bemühen einiger Regierungen in Europa, darunter die von Frankreich und Deutschland, die hiesige Landwirtschaft zu unterstützen und auf erneuerbare Kraftstoffe zu setzen [89]. Wie die Geschichte lehrt, jedoch ohne nachhaltigen Erfolg.

Das Interesse an Kraftstoffalternativen ließ nach Beginn des „Erdölzeitalters“ stark nach. Dank sprudelnder Ölquellen und günstiger Kraftstoffversorgung war lange kein Bedarf an einer Veränderung. Technologische Entwicklungen des Automobils zielten meist auf die Einhaltung zukünftiger Emissionsgesetzgebungen. Dieses Bild hat sich in den letzten Jahren grundlegend gewandelt. Zwar sind die Ingenieure immer noch angehalten, striktere Abgasgrenzwerte einzuhalten. Doch längst sind Sachverhalte wie Effizienz, Ressourcenschonung und auch Alternativen zu heute etablierten Antriebskonzepten in den Fokus gerückt. Getrieben von der Bemühung, die Emission von klimaschädlichem Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) zu reduzieren, stehen etablierte Antriebskonzepte auf dem Prüfstand.

## 1.1 Motivation und Ziel

Der heutige Verbrennungsmotor befindet sich in einem Spannungsfeld zwischen Altbewährtem und neuen Herausforderungen, die durch eine zunehmende Hybridisierung bzw. Elektrifizierung des Antriebstrangs hervorgerufen werden. Bis reine Elektrofahrzeuge ohne die Unterstützung von Verbrennungsmotoren das Straßenbild beherrschen, wird trotz großer Anstrengungen von Wissenschaft und Forschung noch einige Zeit vergehen. Zu gering sind die Reichweiten der durch Elektrizität angetriebenen Fahrzeuge mit der heute verfügbaren Batterietechnik. Ein unzureichend ausge-

## 1 Einleitung

bautes Netz von Schnellladestationen erschwert zudem die flächendeckende Verbreitung dieser Fahrzeuge. Um dennoch zeitnah der zunehmenden Ressourcenverknappung zu begegnen, müssen Bewährtes und Alternativen in Symbiose wirken. Doch welche Rolle können dabei alternative Kraftstoffe einnehmen?

Alternative Kraftstoffe haben prinzipiell die Möglichkeit, auf zwei Pfaden zu einer dringend gebotenen CO<sub>2</sub>-Reduzierung beizutragen. Der direkte Weg ist die Reduzierung des klimaschädlichen Treibhausgases durch eine effizientere Verbrennung und einer resultierenden Wirkungsgradsteigerung. Der indirekte Pfad beinhaltet den Herstellungsprozess des Kraftstoffs, sofern dieser auf Basis nachwachsender Rohstoffe hergestellt wird. Bei den sogenannten „Biofuels“ wird das CO<sub>2</sub> während der Wachstumsphase der Rohstoffpflanzen gebunden. Bei der späteren Verbrennung entsteht somit, formal betrachtet, kein neues CO<sub>2</sub>. Dieser Umstand findet in der CO<sub>2</sub>-Bilanzierung im Rahmen einer Well-to-Wheel-Betrachtung bereits Berücksichtigung und kann beim späteren Einsatz entsprechend angerechnet werden.

Doch welcher Kraftstoff der richtige für einen nachhaltigen Einsatz in heutigen Verbrennungsmotoren ist, lässt sich nicht so einfach beantworten. Aus den teilweise recht unterschiedlichen Eigenschaften der Kraftstoffe ergibt sich eine Fülle an Fragestellungen. Ungeklärt ist beispielsweise, ob es einen Einfluss auf die unterschiedlichen Injektoren gibt, die ihrerseits teilweise mit recht unterschiedlichen Arbeitskonzepten agieren. Beim Blick über die Gemischbildung hinaus ergibt sich die Frage nach einer Veränderung der Verbrennung, die zum einen durch die Unterschiede in den Stoffeigenschaften oder aber auch als Folge einer anders gearteten Gemischbildung auftreten kann. Gibt es positive Auswirkungen auf den Wirkungsgrad? Eine Fragestellung ist auch, wie ein kloppfester Kraftstoff, der über ein zusätzliches Einspritzsystem zudosiert wird, sich auf die nachgeschalteten Prozesse auswirkt. Kann solch ein Verfahren einen nennenswerten Beitrag zur Anhebung des Wirkungsgrades leisten? Und abschließend gilt es die Frage zu beantworten, falls es zu Änderungen in der Verbrennung kommt, wie sich diese auf die limitierten Abgasbestandteile auswirken.

Die Motivation zu dieser Arbeit resultiert demnach daraus, dass es sich lohnt, den Einsatz von Alkoholen in heutigen und zukünftigen Ottomotoren zu untersuchen und unabhängig von der Bereitstellung des Kraftstoffs dessen Eigenschaften im Kontext heutiger Anforderungen zu bewerten. Das Ziel soll sein, den gesamten verbrennungsmotorischen Prozess der Energiewandlung von chemisch gebundener Energie des flüssigen Kraftstoffs zur mechanischen bzw. kinetischen Energie auf der Kurbelwelle eines modernen Ottomotors eingehend zu untersuchen und die Vorteile eines alkoholischen Alternativkraftstoffs zu identifizieren.

## 1.2 Inhalt und Aufbau der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit werden grundsätzliche Sachverhalte zum Einsatz von Alkoholen in modernen Ottomotoren untersucht. Dabei kommen die unterschiedlichsten Versuchsträger zum Einsatz, um die motorische Prozesskette von der Gemischbildung über die Verbrennung hin zu den resultierenden Emissionen untersuchen zu können.

Kapitel 2 gibt zunächst einen Überblick über den Stand der Technik. Neben der Benzindirekteinspritzung und einhergehender Trends in der Motorenentwicklung wird auch das aktuelle Kraftstoffszenario betrachtet. Aus diesem werden Treiber von Kraftstoffalternativen abgeleitet, anhand derer Anforderungen an einen Alternativkraftstoff formuliert werden. Auf Grundlage dieser Anforderungen werden zunächst fünf Alkohole hinsichtlich ihrer für den Einsatz in modernen Verbrennungsmotoren relevanten Stoffeigenschaften vorgestellt und bewertet. Das Kapitel schließt mit einem Überblick über bisherige Untersuchungen zum Einsatz von Alkoholen als Kraftstoff.

In Kapitel 3 werden die zu untersuchenden Kraftstoffe und die verwendeten Versuchsträger vorgestellt. Die eingesetzte Messtechnik und die den optischen Methoden zu Grunde liegenden Phänomene werden hier mit einem für das Verständnis der Ergebnisinterpretation notwendigen Detaillierungsgrad beschrieben.

Den Anfang der vorgestellten Resultate machen in Kapitel 4 jene Versuchsergebnisse zur Gemischbildung. Neben der Bewertung des Einspritzverhaltens erfolgt eine Gegenüberstellung von geometrischen Spraygrößen unter stationären Bedingungen. Der Einfluss von Strömung, Reproduzierbarkeit und dynamischen Effekten wird durch den Transfer an den Transparentmotor untersucht.

Kapitel 5 beinhaltet schließlich sämtliche Versuchsergebnisse, die sich der Verbrennung und den daraus resultierenden Emissionen widmen. Nachdem zunächst die Unterschiede durch die Verwendung der einzelnen Kraftstoffe anhand von Parameterstudien aufgezeigt werden, wird im Anschluss das Augenmerk auf die Flamme an sich gerichtet. Ebenfalls wird der Frage nachgegangen, wie sehr sich eine Änderung des Verdichtungsverhältnisses positiv auf den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors auswirken kann und wo Einschränkungen theoretische Gewinne limitieren. Zum Abschluss erfolgt eine Systembetrachtung, in der eine simultane Einspritzung von Ethanol und Benzin über Saugrohr- und Direkteinspritzung durchgeführt wird. Dieses System dient dem Zweck, die Klopfgrenze gezielt anzuheben und so den Wirkungsgrad zu steigern.



## 2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel wird neben aktuellen Trends der Motorenentwicklung ein Blick auf die aktuelle Situation des Kraftstoffszenarios in Deutschland geworfen. Aus der sich abzeichnenden Entwicklung und weiteren Einfluss nehmenden Faktoren werden Treiber für Alternativen zu den heute etablierten Kraftstoffen identifiziert. Diese Treiber bilden die Grundlage für die Anforderungen, anhand derer die fünf einfachsten Alkohole bewertet werden, nachdem sie mit den für den verbrennungsmotorischen Prozess relevanten physikalisch-chemischen Stoffeigenschaften vorgestellt worden sind. Das Kapitel schließt mit einem Überblick über bisherige Untersuchungen zum Einsatz von Alkoholen als Kraftstoff.

### 2.1 Trends der Motorenentwicklung

Die Beiträge aktueller Tagungen und Kongresse in der Welt der Automobiltechnik zeichnen ein Bild, welches neben der Elektrifizierung des Antriebstrangs vor allem das Thema Direkteinspritzung (*engl.: Direct Injection*) (DI) bei Ottomotoren in Verbindung mit Downsizing darstellt. Nachfolgend sollen diese Trends und die mit neuen Herausforderungen einhergehenden Veränderungen in der Motorentechnik angerissen und beleuchtet werden.

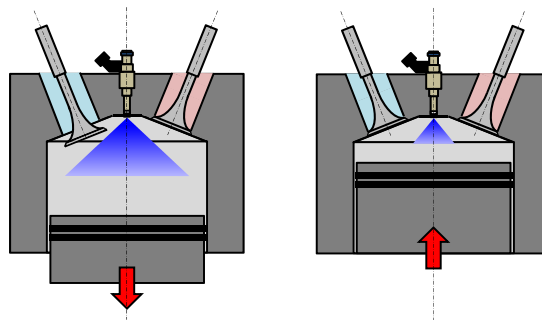
#### 2.1.1 Die Benzindirekteinspritzung

Zur Bereitstellung eines auf den Betriebspunkt des Motors abgestimmten Gemischs aus Luft und Kraftstoff kommen beim Ottomotor Einspritzsysteme oder Vergaser zum Einsatz. Letztgenannte sind jedoch aufgrund immer höherer Anforderungen an die Zumessgenauigkeit des Kraftstoffs aus dem Markt automobiler Anwendungen verschwunden. Das heutige Bild prägen Systeme der Saugrohreinspritzung (SRE), bei denen die Gemischbildung außerhalb des Brennraums stattfindet. Systeme der Benzindirekteinspritzung (BDE), die ähnlich der beim Dieselmotorenverfahren eingesetzten

Einspritzsysteme den Kraftstoff direkt in den Brennraum einspritzen, gewinnen aufgrund ihrer großen Einsparpotenziale bei Kraftstoffverbrauch und Emissionen zunehmend an Bedeutung.

Die BDE ist ein Brennverfahren mit innerer Gemischbildung, bei dem der Kraftstoff über einen im Zylinderkopf positionierten Injektor direkt in den Brennraum eingespritzt wird. Die größte Herausforderung dabei ist, zum Zündzeitpunkt ein zündfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch im Bereich der Zündkerze bereitzustellen. Für die Einbringung des Kraftstoffs steht nur eine sehr begrenzte Zeit zur Verfügung, die mit zunehmender Drehzahl weiter abnimmt. Kann bei der konventionellen Saugrohreinjection (vorgelagert oder saugsynchron) über das komplette Arbeitsspiel eingespritzt werden, stehen bei der DI weniger als  $\alpha = 360^\circ/\text{KW}$  zur Verfügung. Dies ist genau die Zeit, die zwischen dem Zeitpunkt „Auslassventil schließt“ und dem Zündzeitpunkt bleibt. In dieser kurzen Zeit muss der Kraftstoff je nach Betriebsart möglichst schnell verdampfen und sich gleichmäßig im Brennraum verteilen. Insofern ist es wichtig, bereits mit der Einspritzung eine gute Zerstäubung zu realisieren. Nur so kann eine rasche Kraftstoffverdampfung und Homogenisierung gewährleistet werden. Dieser Umstand bedingt, dass der Gemischbildung eine ganz neue Aufmerksamkeit zuteil wird.

**Betriebsarten und Brennverfahren** Bei der BDE wird zwischen zwei unterschiedlichen Betriebsarten unterschieden, die in Abbildung 2.1 dargestellt sind:



**Abbildung 2.1:** Betriebsstrategien der Benzindirekteinspritzung:  
Homogenbetrieb (links), Schichtbetrieb (rechts)

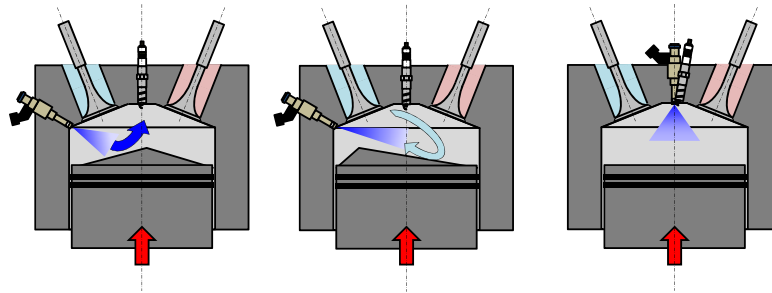
Im Homogenbetrieb ist die Gemischbildung noch verhältnismäßig einfach und ähnelt in den Grundzügen der SRE. Luft- und Kraftstoffmenge sind aneinander gekoppelt und werden betriebspunktabhängig eingestellt. Der Kraftstoff wird während des Ansaugtaktes in den Brennraum eingespritzt, sodass sich in der Folge ein homogenes Gemisch mit einem möglichst globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  einstellen kann. Neben der Androsselung der Ansaugluft gilt es, die Einspritzparameter so abzustimmen,

dass eine Benetzung von Kolbenboden und Zylinderwand vermieden wird. Erhöhte Abgasemissionen wären sonst die Folge. Um in der im Vergleich zur SRE verkürzten Zeit den benötigten Kraftstoff einbringen zu können, ist eine Erhöhung des Injektordurchflusses durch eine Steigerung des Einspritzdrucks unerlässlich. Üblicherweise wird der Homogenbetrieb in Bereichen zwischen  $\lambda = 0,8 \dots 1,6$  gefahren, wobei aufgrund der verhältnismäßig einfachen Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator der stöchiometrische Betrieb bei  $\lambda = 1,0$  vorgezogen wird. Zu Abweichungen kommt es nur aufgrund spezieller Betriebsstrategien wie dem Katheizen oder der Anfettung aus Gründen des Bauteilschutzes im Bereich der Volllast. Den Übergangsbereich zwischen Homogenbetrieb und dem nachfolgend beschriebenen Schichtbetrieb stellt der sogenannte Homogen-Mager-Betrieb dar, bei dem durch Entdrosselung die Strömungsverluste reduziert werden. Dieser Betrieb ist jedoch durch die Magergrenze des Luft-Kraftstoff-Gemischs begrenzt und bedarf gesonderter Abgasnachbehandlung zur Reduzierung der Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ), da hier der Drei-Wege-Katalysator bei den vorherrschenden Luft-Kraftstoff-Verhältnissen wirkungslos ist.

Beim Schichtbetrieb hingegen erfolgt die Einspritzung erst im späten Verlauf der Kompressionsphase. Teilweise sind die Verfahren auf eine direkte Interaktion mit dem Kolben angewiesen und so stark von der Drehzahl respektive von der Kolbengeschwindigkeit abhängig. Beim Schichtbetrieb wird versucht, auf ein Androsseln der Frischluft zu verzichten und lediglich in unmittelbarer Nähe der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch im stöchiometrischen Bereich zu generieren. Das Entdrosseln des Motors reduziert die Ladungswechselverluste und hilft so, in Kombination mit einer günstigeren Gaszusammensetzung und geringeren Wandwärmeverlusten, den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren [107]. Durch den globalen Luftüberschuss ist diese Betriebsart jedoch ausschließlich für untere Teillastbereiche des Motorkennfeldes vorgesehen. Zudem bedingt der magere Betrieb, wie auch schon beim Homogen-Mager-Betrieb, eine zusätzliche Abgasnachbehandlung. So wird zur  $\text{NO}_x$ -Reduzierung häufig ein  $\text{NO}_x$ -Speicherkat eingesetzt, der zusammen mit einem Oxidationskatalysator zur Reduktion von Kohlenstoffmonoxid (CO) und unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) die Aufgabe des herkömmlichen Drei-Wege-Katalysators übernimmt.

Der Schichtbetrieb lässt sich je nach Kraftstoffführung in drei unterschiedliche Konzepte differenzieren. Entscheidend ist bei allen dreien, den Kraftstoff mit der Brennraumluft zu vermischen und ein zündfähiges Gemisch in die Nähe der Zündkerze zu befördern (vgl. Abbildung 2.2).

Beim wandgeführten Verfahren wird über einen seitlich angeordneten Injektor der Kraftstoff in den Brennraum gespritzt und über eine spezielle Mulde im Kolben zur



**Abbildung 2.2:** Brennverfahren des Schichtbetriebs:  
wandgeführt (links), luftgeführt (Mitte), strahlgeführt (rechts)

Zündkerze umgelenkt. Da für diese Art der Gemischaufbereitung prinzipbedingt aufgrund der Kopplung von Einspritzung und Kolbenaufwärtsbewegung weniger Zeit zur Verfügung steht, muss hier im Vergleich zum Homogenbetrieb der Einspritzdruck erhöht werden. Dadurch verkürzt sich die benötigte Zeit zur Einspritzung, und durch den erhöhten Impulsaustausch zwischen Einspritzstrahl und Brennraumluft kommt es zu einer verstärkten Interaktion, welche die Gemischaufbereitung unterstützt. Nachteilig bei diesem Konzept ist die in Kauf genommene Benetzung von Pleuellagerboden und Brennraumwand. Der somit stark ausgeprägte Kraftstoffwandfilm dient als Quelle für HC-Emissionen, die insbesondere beim Kaltstart aufgrund der erhöhten Gefahr des „flame quenching“, also dem Erlöschen der Flamme, in größerer Konzentration auftreten. Unter besonders ungünstigen Umständen ist zudem mit erhöhten Rußemissionen zu rechnen. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn aufgrund höherer Last die Einspritzmenge angehoben werden muss und sich so deutlich fettere Zonen im Brennraum bilden können. Zudem kann es in bestimmten Betriebszuständen niedriger und mittlerer Teillast zu einem Kraftstoffeintrag in den Pleuellager kommen. Hier wird für einen besseren Wirkungsgrad der Zeitpunkt der Einspritzung in Richtung früh verschoben. Unter ungünstigen Randbedingungen kann dabei Kraftstoff über den Pleuellager hinaus in den Pleuellager eindringen [17]. Diese Nachteile, gepaart mit der Kopplung der Einspritzung an die Pleuellagerbewegung, bedingen, dass das Verfahren nur in sehr begrenzten Kennfeldbereichen geringer Last Anwendung findet und nur in den BDE-Motoren der ersten Generation zum Einsatz gekommen ist.

Das luftgeführte Verfahren arbeitet nach den gleichen Grundsätzen wie das wandgeführte Brennverfahren. Der Unterschied hierbei ist jedoch, dass der Einspritzstrahl nicht durch die Pleuellagermulde umgelenkt wird, sondern von der Brennraumströmung aufgebrochen und in Richtung Zündkerze transportiert wird. Ein Kontakt des Kraftstoffs mit dem Pleuellager oder der Brennraumwand soll so vermieden werden. Ein großer Nachteil bei diesem Verfahren ist jedoch dessen Instabilität, welche mit einer nicht ge-



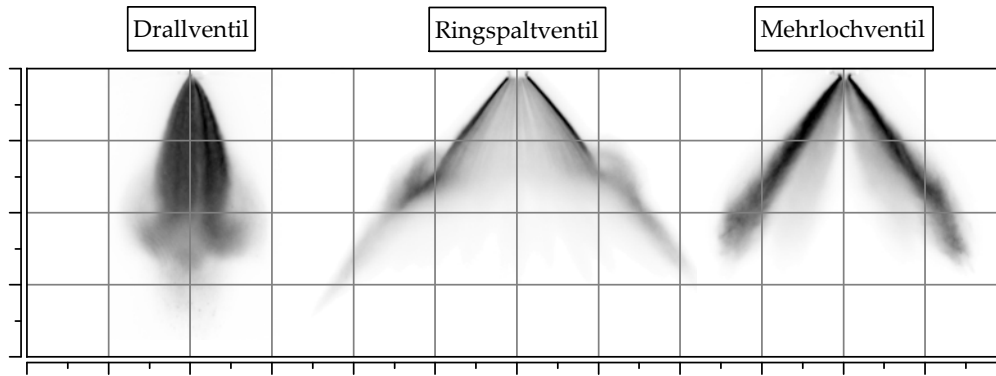
nau reproduzierbaren Luftströmung einhergeht. Die für den erfolgreichen Transport der Gemischwolke notwendige Ausprägung der Strömung muss auch bis weit in die Kompressionsphase hinein erhalten bleiben. Dadurch ergeben sich jedoch zwangsläufig Einbußen im Liefergrad. Zudem liegen bei geringen Drehzahlen, etwa im Leerlauf, nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten vor, was den luftgeführten Schichtbetrieb mit erfolgreichem Transport der Gemischwolke zur Zündkerze erschwert.

Beim strahlgeführten Verfahren wird der Kraftstoff weder durch die Geometrie noch durch die Strömung des Brennraums umgelenkt, sondern direkt durch einen mittig im Brennraum angeordneten Injektor eingespritzt. Die Zündung erfolgt meist unmittelbar nach dem Einspritzvorgang, wodurch sich eine sehr kurze Zeit zur Gemischaufbereitung ergibt. Dies bedingt eine nochmalige Erhöhung des Bedarfs an Einspritzdruck, befreit aber auch zugleich von den Nachteilen der beiden anderen Verfahren, da Wandbenetzung und Abhängigkeiten von der Luftströmung vermieden werden können.

**Einspritzventile** Das Hochdruckeinspritzventil für die Benzindirekteinspritzung hat die Aufgabe, die exakte Menge Kraftstoff in Form eines räumlich stabilen Kraftstoffsprays bereit zu stellen. Dies ist für eine gute Durchmischung von Kraftstoff und Luft unabdingbar. Im Vergleich zur Saugrohreinspritzung steht hierfür jedoch nur sehr wenig Zeit zur Verfügung. Während bei Volllast statt bis zu zwei Umdrehungen der Kurbelwelle wie bei der Saugrohreinspritzung nur noch weniger als eine Umdrehung zur Verfügung steht, bleibt im Schichtbetrieb bei Einspritzung gegen Ende der Kompression sogar noch weniger Zeit, um eine gute Gemischaufbereitung und anschließende Zündung zu realisieren. Hinzu kommt die Anforderung, eine Benetzung von Kolben und Brennraumwand mit Kraftstoff zu verhindern und somit mögliche Konsequenzen erhöhter Partikelbildung, HC im Abgas und Ölverdünnung zu vermeiden. Dies wird infolge der zunehmenden Verkleinerung des Brennraums durch den Trend zum Downsizing eine immer größere Herausforderung bei der Brennverfahrensauslegung.

Bei der Benzindirekteinspritzung kommen verschiedene Injektorkonzepte zum Einsatz, die sich hinsichtlich Aufbau, Aktorik und resultierendem Spraybild unterscheiden. Im wesentlichen handelt es sich dabei um das Drallventil, das Ringspaltventil sowie das Mehrlochventil, deren charakteristische Sprays in Abbildung 2.3 exemplarisch dargestellt sind.

Das Drallventil ist ein Injektorkonzept mit einem Hohlkegelspray. Durch die Bestromung einer Magnetspule wird der Anker und die direkt damit verbundene Ventilonadel gegen eine Federkraft aus ihrem Sitz gehoben. Der unter Hochdruck stehende



**Abbildung 2.3:** Die charakteristischen Sprays der untersuchten Ventilkonzepte im Lichtschnitt

Kraftstoff trifft in axialer Richtung auf eine Drallscheibe. Durch die tangentialen Auslenkung des Kraftstoffs wird dem Spray eine Drallbewegung aufgeprägt. Dieser Drall unterstützt die Kraftstoffzerstäubung und wirkt sich zudem positiv auf die Eindringtiefe des Sprays aus. Eine schnelle und homogene Gemischaufbereitung sind die Folge. Ein großer Nachteil dieses Injektorkonzepts ist jedoch die prinzipbedingte Existenz eines Vorstrahls, der sich ausbildet, solange die Drallscheibe noch nicht die notwendige Rotationsgeschwindigkeit aufgebaut hat. Dieser Vorstrahl hat aufgrund seines hohen Sprayimpulses in axialer Richtung eine große Eindringtiefe und kann zudem relativ große Kraftstofftropfen mit sich führen. Beide Aspekte sind aus gemischbildungstechnischer Sicht als kritisch zu erachten, da eine mögliche Kolbenbenetzung sowie schlechtere Verdampfung der großen Kraftstofftropfen eine erhöhte Rußbildung zur Folge haben können. Ein weiterer Nachteil ist die Gegendruckabhängigkeit des Strahlwinkels. Durch die Einschnürung des Hohlkegelsprays bei steigendem Gegendruck ist die Bereitstellung eines zündfähigen Gemischs in Nähe der Zündkerze nicht mehr gewährleistet. Durch diesen Umstand kommt das Drallventil für strahlgeführte Brennverfahren, wie sie insbesondere bei aktuellen BDE-Motoren der zweiten Generation zur Anwendung kommen, nicht mehr zum Einsatz. Es ist überwiegend bei wandgeführten Verfahren der ersten Generation zu finden, bei denen die Verringerung des Strahlwinkels der Ladungsschichtung zuträglich ist [45].

Das Ringspaltventil ist ein nach außen öffnendes Einspritzventil, dessen Nadel durch einen Piezoaktor betätigt wird. Diese Betätigung erfolgt ohne mechanischen Anschlag der Ventilscheibe über einen Hydrokoppler, der neben der zur Ventilöffnung notwendigen Kraftübersetzung zugleich für einen infolge von Temperaturänderungen erforderlichen Dehnungsausgleich sorgt. Es entsteht ein gleichmäßiges Hohlkegelspray, welches jedoch keinen Vorstrahl ausbildet. Auch der Strahlwinkel bleibt bei Gegendruck-

änderungen stabil. Die Kleinstmengenfähigkeit erlangt das Ringspaltventil durch die Tatsache, dass aufgrund des fehlenden mechanischen Anschlags und der sehr präzisen ladungsgesteuerten Aktorik des Piezostacks im Bedarfsfall mit Teilhüben gearbeitet werden kann. Dank der kurzen Reaktionszeit des Piezos können bis zu sieben Einspritzungen mit sehr kurzen Pausenzeiten abgesetzt werden. Die guten Primäraufbereitungseigenschaften des Ringspaltventils gewährleisten eine gute Homogenisierung bei gleichzeitig geringer Penetration und Benetzung der Brennraumwände. Dabei sichert die stabile und reproduzierbare Strahlentwicklung die Voraussetzungen für einen aussetzerfreien Schichtbetrieb, für die das Ventil in erster Linie entwickelt wurde [131]. Aufgrund der nach außen öffnenden Nadel und des sich so ausbildenden Ringspalts tritt bei diesem Injektor keine Kavitation auf. Auch die Verkokungsneigung, wie sie bei konventionellen Spritzlöchern auftreten kann, wird hier durch den Selbstreinigungseffekt der nach außen öffnenden Nadel reduziert [17].

Wie schon beim Drallventil kommt auch beim Mehrlochventil eine Magnetspule zum Einsatz, um die Düse nach innen zu öffnen. Charakteristisch für dieses Ventil sind die bis zu zwölf einzelnen Einspritzstrahlen, die in ihrer Anordnung völlig variabel sind. Bei gleichzeitiger Möglichkeit, die Geometrie der Spritzlöcher anzupassen, besitzt das Mehrlochventil ein Höchstmaß an Flexibilität hinsichtlich Sprayauslegung für anspruchsvollste Auslegungskriterien infolge von Brennraumgeometrie und zu applizierendem Brennverfahren. So ist beispielsweise die Schaffung einer Zündkerzenlücke möglich. Die Benetzung der Zündkerze mit Kraftstoff wird vermieden und die thermische Belastung des Bauteils minimiert. Die Zerstäubungsgüte und folglich die Gemischqualität werden in erster Linie durch die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs und durch die Geometrie der Spritzlöcher bestimmt. Das Mehrlochventil ist aufgrund seiner Eigenschaften ein höchst kosteneffizientes und äußerst flexibles Hochdruckeinspritzventil für die Benzindirekteinspritzung.

### 2.1.2 Downsizing und damit verbundene Herausforderungen

Ein Trend, der in den letzten Jahren verstärkt beobachtet werden kann, ist das Downsizing. Unter Downsizing ist im Allgemeinen die Reduzierung des Motorhubvolumens  $V_h$  bei gleichzeitiger Anhebung der spezifischen Leistung  $P_e$  zu verstehen. Dies führt zum einen zu kleineren Brennräumen, inklusive der damit verbundenen Herausforderungen an die Gemischbildung, und zum anderen zu einer Reduktion der Zylinderzahl (dauerhaft oder gezielt temporär via Zylinderabschaltung).

Um den bei unveränderten Randbedingungen resultierenden Leistungsabfall zu kompensieren, bedarf es entsprechender Gegenmaßnahmen. Dabei spielt das Hochdrehzahlkonzept, bei dem über eine entsprechend gesteigerte Nenndrehzahl dem Leistungsabfall entgegengewirkt wird, aufgrund mangelnder Effizienz (hohe Reibverluste infolge der Drehzahlsteigerung) kaum noch eine bedeutende Rolle. Durchgesetzt haben sich sogenannte Hochlastkonzepte, bei denen mittels gezielter Aufladung (Kompressor oder Abgasturbolaufladung) eine Anhebung des effektiven Mitteldrucks  $p_{me}$  erfolgt. Die Verbrauchersparnis stellt sich durch die Verschiebung des Betriebspunktes in Richtung verbrauchsoptimaler Bereiche des Motorkennfeldes ein [58].

Auch wenn ein solcher Motor in verbrauchsgünstigeren Kennfeldbereichen betrieben werden kann, ist dennoch bei diesen Downsizingkonzepten ein allgemein geringerer Wirkungsgrad vorzufinden. Dieser resultiert aus einem Kompromiss zwischen Aufladegrad und darstellbarem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ . Letzteres muss aufgrund einer gestiegenen Klopf sensitivität im Vergleich mit konventionellen Konzepten reduziert werden. Durch den höheren Ladedruck steigt das Risiko einer irregulären Verbrennung stark an.

**Irreguläre Verbrennung** Beim Ottomotor lässt sich die irreguläre Verbrennung in Funkenklopfen, Selbstentflammung und Oberflächenzündung einteilen (vgl. Abbildung 2.4). Während das Funkenklopfen und die Oberflächenzündung bereits länger bekannte Phänomene sind, ist die Selbstentflammung ein Art der Verbrennung, die erstmals in jüngerer Vergangenheit bei hochverdichtenden Ottomotoren charakterisiert wurde.

Die klopfende Verbrennung infolge des Funkenklopfens ist die am häufigsten auftretende Abweichung von einer normalen Verbrennung. Hierbei kommt es zur Selbstzündung des Luft-Kraftstoff-Gemischs vor Eintreffen der regulären Flammenfront. Durch die hohe Ausbreitungsgeschwindigkeit dieser sekundären Reaktionsfront stellen sich dem eigentlichen Verbrennungsgeräusch überlagerte hochfrequente Druckschwingungen ein, die akustisch als Klopfgeräusch wahrgenommen werden. Das Funkenklopfen ist über den Zündzeitpunkt  $\alpha_{Zünd}$  kontrollierbar. Eine Frühverstellung von  $\alpha_{Zünd}$  führt zu einer Verstärkung des Phänomens, da erhöhter Druck und Temperatur im Endgas die Selbstzündungsneigung der Zylinderladung begünstigen. Eine Verschiebung des Zündwinkels nach spät mindert das Klopfen bzw. unterbindet es vollständig. Dies geschieht jedoch auf Kosten des Wirkungsgrades. Ein Großteil der freigesetzten Wärme entweicht ins Abgas, anstatt in mechanische Energie umgewandelt zu werden.

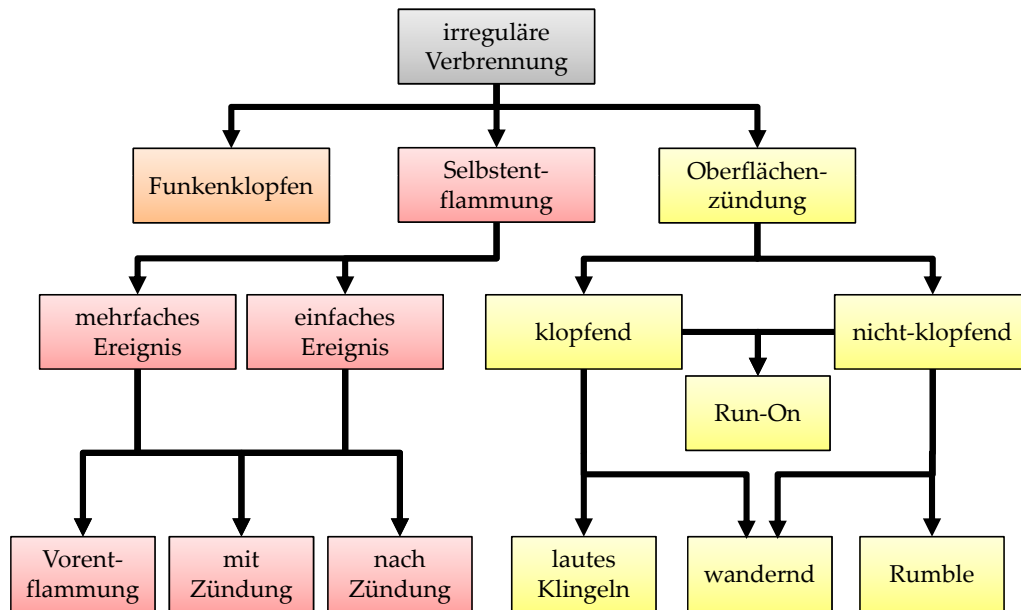


Abbildung 2.4: Phänomene irregulärer Verbrennung (nach [70, 132])

Die Selbstentflammung tritt vor allem bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten auf. Es handelt sich dabei um eine unkontrollierte und sporadische Entflammung, in deren Folge eine schlagartige Umsetzung der Zylinderladung auftritt. Starke Druckgradienten sind die Folge. Die Vorentflammung, also eine Selbstentflammung vor Zündung, führt meist zum Motorschaden durch Überlastung. Die beiden anderen Szenarien mit entsprechend späterer Selbstentflammung haben zwar eine schnellere Umsetzung der Verbrennung zur Folge, sind aber nur teilweise auch klopfende Verbrennungen und somit kaum nachweisbar [132].

Die Oberflächenzündung beschreibt eine Selbstentzündung des Gemischs an einer heißen Stelle im Brennraum, bevor diese von der Flammenfront erfasst wurde. Bevorzugte Stellen sind überhitzte Ventile bzw. Zündkerzen, glühende Verbrennungsrückstände oder andere sehr heiße Stellen im Brennraum [69]. Bei dieser Art der irregulären Verbrennung heizt sich der Motor im Vorfeld über viele Arbeitsspiele. Es kommt schließlich zu einer sich aufschaukelnden Verbrennung, die immer früher im Zyklus stattfindet. In der Konsequenz findet ein unkontrolliertes Weiterlaufen des Motors statt, auf das Parameter wie die Zündung keinen Einfluss mehr haben.

Das Klopfverhalten eines Motors wird neben der Brennraumform maßgeblich beeinflusst durch das Strömungsfeld des Motors, die Homogenisierung bei der Gemischbildung sowie die sich ausbildende Temperaturverteilung und schlussendlich durch die primäre Flammenausbreitung [142].

**Drall & Tumble** Eine Maßnahme, das Klopfverhalten eines Motors positiv zu beeinflussen, ist der gezielte Eingriff in dessen Strömungsfeld. Durch die Anhebung der Turbulenz kann nicht nur die Gemischbildung unterstützt werden und so neben einer besseren Homogenisierung zur Vermeidung von kraftstoffreichen Zonen im Brennraum beitragen. Auch die Ausbreitung der Flammenfront wird durch eine Vergrößerung deren Oberfläche beschleunigt. Dieses Oberflächenwachstum steigert die Brenngeschwindigkeit, wobei der Einfluss der Turbulenz auf die Brenngeschwindigkeit linear ist [12].

Durch entsprechende Auslegung der Einlasskanalgeometrie kann dem Strömungsfeld im Brennraum eine Drall- oder Tumblebewegung aufgeprägt werden. Darüber hinaus ist auch eine nachträgliche Beeinflussung der Ladungsströmung durch geeignete Maßnahmen, wie beispielsweise schaltbare Klappen, möglich. Für eine Drallbewegung kann beispielsweise einer der beiden Einlasskanäle vollständig verschlossen werden. Durch diese Maßnahmen dreht sich die Ansaugluft um die Zylinderachse. Beim Tumble werden beide Einlasskanäle horizontal halbseitig verschlossen. Die einströmende Luft bildet dadurch eine Art Walze aus, deren Zentrum senkrecht zur Zylinderachse ausgerichtet ist.

## 2.2 Heutige und zukünftige Kraftstoffszenarien

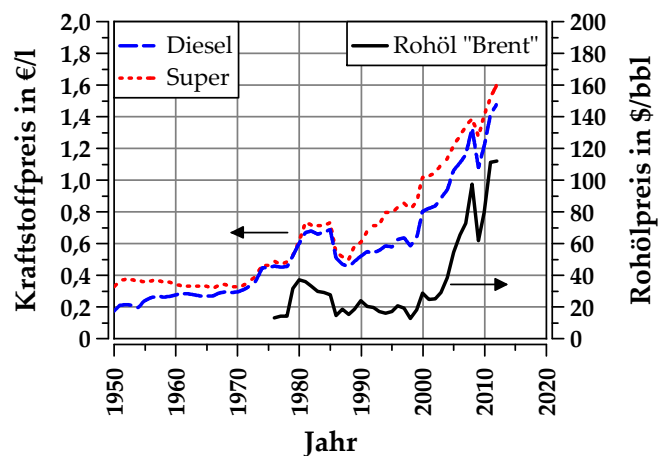
Im Folgenden wird die aktuelle Situation des Kraftstoffbedarfs analysiert und an zukünftigen Versorgungsmöglichkeiten fossiler Energiequellen gespiegelt. Im Anschluss werden die Treiber für Kraftstoffalternativen benannt, welche die Notwendigkeit einer Veränderung des heutigen Kraftstoffszenarios unterstreichen. Abschließend werden die Anforderungen an einen Alternativkraftstoff skizziert, an denen sich ein potenzielles Benzinsubstitut messen lassen müssen.

### 2.2.1 Aktuelle Situation

Der Hauptrohstoff für heutige Kraftstoffe ist Erdöl, das derzeit einen Anteil von rund 34 % am weltweiten Primärenergieverbrauch hat. 2011 erreichten sowohl die Förderung mit 3,998 Mrd. t als auch der Mineralölverbrauch mit über 4 Mrd. t neue Allzeithochs. Seit Beginn der industriellen Erdölförderung wurden weltweit rund 167 Mrd. t Erdöl gefördert und damit etwa 44 % der initialen Erdölreserven (kumulierte Förderung plus Reserven) von knapp 383 Mrd. t verbraucht. Die Summe des Gesamtpotenzi-

als (Förderung + Reserven + Ressourcen) lag mit 752 Mrd. t knapp 11 % über dem Wert des Jahres 2010. Dieser Anstieg resultiert jedoch in erster Linie aus neuen Bewertungsrichtlinien, die erstmals auch nicht-konventionelle Vorkommen (Ölsande, Schwerstöl und Schieferöl) in die Betrachtung einschließen [13].

Industriell aufstrebende Nationen wie China oder Indien entwickeln aufgrund ihres rasanten Bevölkerungswachstums und der schnell wachsenden Wirtschaft einen großen Energiebedarf. So mussten diese beiden Nationen auch im Jahr 2011 ihre Rohölimporte stark ausbauen, um den Bedarf decken zu können. Diese erhöhte Nachfrage wirkt sich unmittelbar auf den Rohölpreis und somit auf den Preis für Kraftstoffe aus (vgl. Abbildung 2.5).

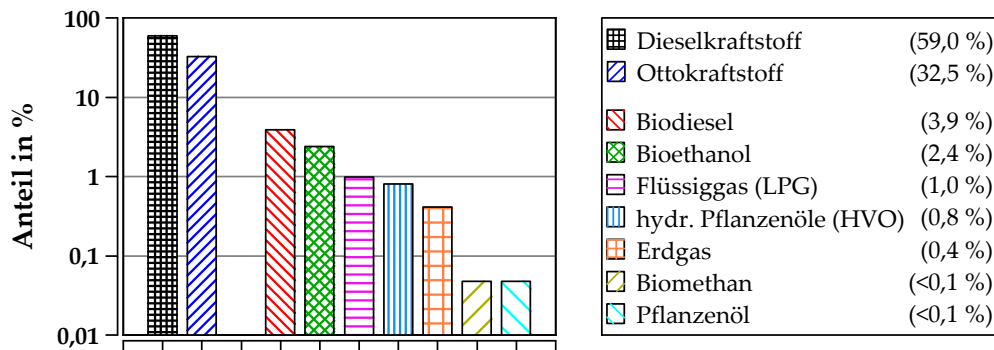


**Abbildung 2.5:** Entwicklung der Kraftstoffpreise in Deutschland 1950-2012 (nach [7]) sowie des Rohölpreises der Sorte „Brent“ 1976-2012 (nach [20])

Der Jahresdurchschnitt der Rohölreferenzsorte „Brent“ stieg im Vergleich zu 2011 um 40 % an und erreichte mit 111 \$/bbl den nominell höchsten Durchschnittspreis, der je notiert wurde [13]. Langfristig scheint ein hoher Ölpreis unvermeidlich, da die Gewinnung von Erdöl aus immer komplexeren und schwerer zugänglichen Lagerstätten mit aufwändigerer Technik erfolgen muss und damit kostenintensiver wird. Dieser Ölpreisanstieg führt in gewisser Weise auch zu einer Verzögerung des ohnehin schwer vorhersagbaren Peak-Oil. In Kombination mit technischem Fortschritt bei der Förderung können durch das hohe Preisniveau Erdölressourcen, die bisher noch nicht wirtschaftlich zu fördern waren, in Reserven überführt werden.

Steigenden Rohstoffpreisen zum Trotz konnten alternative Kraftstoffe den hiesigen Markt bislang nicht erobern oder zumindest dafür sorgen, dass die das Bild dominierenden Energieträger auf fossiler Basis ernsthafte Konkurrenz bekommen. Abbildung 2.6 verdeutlicht den Nachholbedarf, den Deutschland in Bezug auf die Nutzung

von alternativen Kraftstoffen hat. So dominierten im Jahr 2012 die konventionellen Kraftstoffe Diesel und Benzin das Bild der Kraftstofflandschaft. Der Anteil der erneuerbaren Energien belief sich in Summe auf etwas mehr als 7,1 %.



**Abbildung 2.6:** Zusammensetzung des Kraftstoffverbrauchs in Deutschland im Jahr 2012 (nach [51])

Doch bereits seit längerem warnen Studien, dass Erdöl der einzige nicht erneuerbare Energierohstoff ist, bei dem in den kommenden Jahrzehnten eine steigende Nachfrage nicht mehr gedeckt werden kann [13]. Angesichts der langen Zeiträume, die für eine Umstellung auf dem Energiesektor erforderlich sind, ist deshalb eine rechtzeitige Entwicklung alternativer Energiesysteme zwingend.

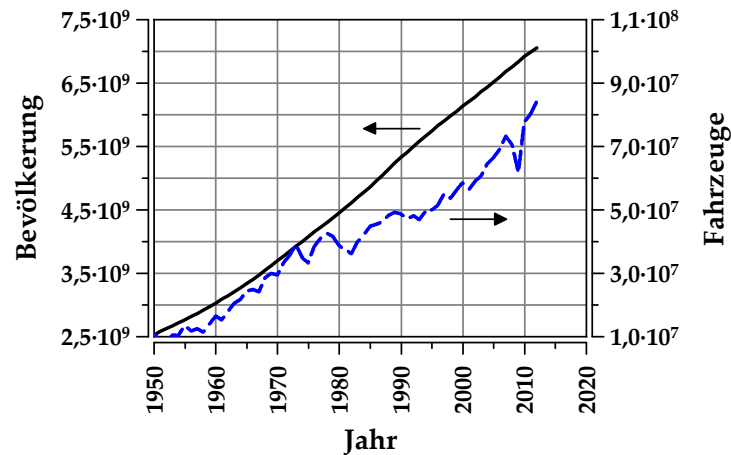
### 2.2.2 Treiber für alternative Kraftstoffe

Bereits im vorherigen Abschnitt hat sich die zunehmende Ressourcenverknappung als ein Treiber für alternative Kraftstoffe herausgestellt. Dieser wird angesichts der Bevölkerungsentwicklung weiter herausgehoben. Das stete Wachsen der Weltbevölkerung und der Wunsch nach individueller Mobilität lassen die weltweite Fahrzeugdichte immer weiter zunehmen. Die in Abbildung 2.7 dargestellten Verläufe verdeutlichen den zu erwartenden Zuwachs.

Wenn die abgebildeten Verläufe der Fahrzeugproduktion im Kontext der Weltbevölkerung noch nicht ausreichen, um die Dringlichkeit des Handelns zu verdeutlichen, so sollte spätestens beim genaueren Hinsehen auf die derzeitigen Motorisierungsraten in der Welt Klarheit darüber herrschen, dass Alternativen schnell bereitgestellt werden müssen. So zeigt Abbildung 2.8 eindrucksvoll, wie sich die Zahlen der verkauften Fahrzeuge in den ausgewählten Ländern verändern. Von zentraler Bedeutung ist die Tatsache, dass die sogenannten BRICS-Staaten, zu denen neben Brasilien, Russland und Südafrika auch die beiden bevölkerungsreichsten Länder China und Indien

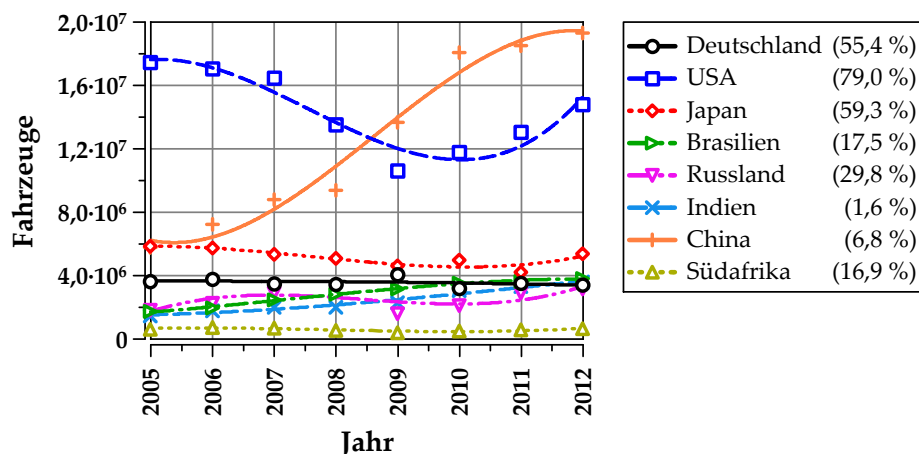


## 2.2 Heutige und zukünftige Kraftstoffszenarien



**Abbildung 2.7:** Entwicklung der produzierten Fahrzeuge im Kontext des Wachstums der Weltbevölkerung (nach [44, 116])

zählen, noch verhältnismäßig niedrige Motorisierungsraten aufweisen (vgl. Werte in Klammern). Dieser Anteil der Einwohner mit Fahrzeug an der Gesamtbevölkerung wird sich jedoch in den kommenden Jahren analog zum wachsendem Wohlstand der jeweiligen Länder zusehends den Niveaus der Industrienationen annähern. Dies unterstreichen die Gradienten der Verkaufszahlen, insbesondere für China. Dieser Anstieg und der daraus resultierende Bedarf an Energie kann jedoch niemals mit fossilen Rohstoffen bedient werden.



**Abbildung 2.8:** Verkaufte Fahrzeuge der wichtigsten Automobilmärkte inkl. der BRICS-Staaten sowie deren Motorisierungsraten (Werte in Klammern) (nach [115])

Zwar konnten in der jüngsten Vergangenheit durch Fortschritte in der Fördertechnik bisherige Ressourcen erschlossen und die Erdölreserven dadurch ausgebaut werden. Doch auch die verbleibenden Ressourcen sind endlich. Zudem sind die Energierohstoffe nicht gleichmäßig in der Welt verteilt. Daraus kann eine hohe Importabhängigkeit

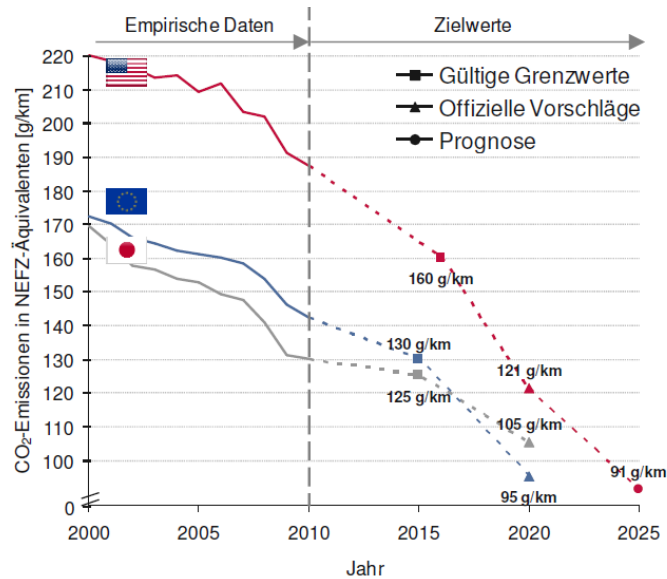
entstehen, so wie sie längst für Deutschland Realität ist. Durch den hohen inländischen Bedarf und die nicht mehr ausreichende heimische Produktion ist eine Versorgungslücke entstanden, die nur durch Importe gedeckt werden kann. So stammen nur noch 2,5 % des Erdöls und ca. 14 % des Erdgases aus heimischer Förderung [13]. Der Rest muss importiert werden. Diese Situation birgt das Potenzial, die Versorgung mit Energierohstoffen als politisches Druckmittel einzusetzen. Ein Beispiel, wie schnell auch scheinbar unbeteiligte Nationen betroffen sein können, hat 2009 der Gasstreit zwischen Russland und der Ukraine gezeigt, der damals große Teile von Europa involvierte und teilweise deren Gasversorgung beeinträchtigte [48, 138, 158].

Ungeachtet der Eventualität, dass durch Erschließen neuer Rohstoffquellen drohende Versorgungsengpässe vorerst vermieden werden könnten, dürfen bei der Identifikation von Treibern neben den ökonomischen Gesichtspunkten ökologische Aspekte nicht vernachlässigt werden. Um der weltweiten Klimaerwärmung durch den Ausstoß anthropogener Treibhausgase entgegenzuwirken, wurde bereits 1997 auf der Weltklimakonferenz in Japan das sogenannte Kyoto-Protokoll beschlossen, dass für den Zeitraum von 2008–2012 eine jährliche Reduktion der Treibhausgase von durchschnittlich 5,1 % gegenüber dem Niveau von 1990 vorsah. Je nach Industrialisierungsgrad und Leistungsfähigkeit der ratifizierenden Nationen wurden dabei unterschiedlich hohe Ziele definiert [3].

Eine Studie zu aktuellen Trends im CO<sub>2</sub>-Ausstoß zeigt jedoch, dass die Emissionen des Treibhausgases insbesondere in industriell aufstrebenden Nationen wie China oder Indien, aber auch in anderen Schwellenländern in den letzten 30 Jahren zugenommen haben [117]. Anstrengungen in westlichen Industrienationen sei es zu verdanken, dass der weltweite Anstieg der CO<sub>2</sub>-Emissionen 2012 gegenüber dem Vorjahr nur rund 1,1 % betrage. Im Zuge dieser Anstrengungen sind auch für den Automobilsektor Vorgaben entstanden, die eine deutliche Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen in den kommenden Jahren vorsehen. Abbildung 2.9 zeigt die bereits geleistete Verminderung für die Märkte der Europäischen Union, den USA und Japan sowie Vorschläge für zukünftige Reduktionsziele. Bei Nichterfüllung der gebotenen Vorgaben kommt es zu Strafabgaben für die Hersteller. Für den europäischen Markt gilt seit Verabschiedung der entsprechenden Verordnung durch das Parlament der EU ein CO<sub>2</sub>-Grenzwert von 130 g/km für die Neuwagenflotte eines jeden Herstellers [6].

Alternative Kraftstoffe können aufgrund ihrer im Vergleich zu fossilen Kraftstoffen deutlich günstigeren CO<sub>2</sub>-Bilanz bereits im ersten Abschnitt der Wertschöpfungskette (Well-to-Tank) einen Beitrag zur Erfüllung dieser Vorgaben leisten [51, 74]. Doch auch im Hinblick auf zukünftige Gesetzgebungen im Bereich der Schadstoffemissio-

## 2.2 Heutige und zukünftige Kraftstoffszenarien



**Abbildung 2.9:** Entwicklung der CO<sub>2</sub>-Flottendurchschnitte und Roadmap der Zielvorgaben für Pkw (bis 3,5t zul. Gesamtgewicht) [46]

nen lassen Kraftstoffalternativen, insbesondere solche mit Sauerstoffgehalt, das Erreichen der immer stringenter werdenden Vorgaben erwarten. Gerade im Hinblick auf die Limitierung der Partikelanzahl mit Einführung der Euro 6-Norm der europäischen Abgasgesetzgebung wird es auch für direkteinspritzende Ottomotoren neue Herausforderungen bei der Zulassung der Fahrzeuge geben, die mit alternativen Kraftstoffen leichter zu meistern sein können.

Neben der Diskussion um die Erdölsituation und mögliche Kraftstoffalternativen auf Basis nachwachsender Rohstoffe drängen immer mehr elektrifizierte Antriebskonzepte in den Fokus der Öffentlichkeit. Getrieben von Subventionen seitens der Politik und der zum Nachteil der Biokraftstoffe immer noch präsenten Teller-Tank-Diskussion, sind in der jüngeren Vergangenheit zahlreiche Antriebskonzepte entwickelt worden, die einen mehr oder weniger stark ausgeprägten Elektrifizierungsgrad haben.

Unabhängig, ob es sich beim betrachteten Konzept um einen Mild-, Voll- oder Plug-In-Hybrid handelt, kein Fahrzeug mit solch einem Antrieb kann bislang auf einen Verbrennungsmotor verzichten. Sei es, dass der Antrieb zum Großteil noch über das Verbrennungsaggregat läuft oder dieses nur noch unterstützende Funktionen übernimmt. Selbst Elektrofahrzeuge wie der Opel Ampera, müssen aufgrund ihrer ausgewiesenen Reichweitenproblematik im Bedarfsfall auf einen Verbrennungsmotor als sogenannten Range Extender zurückgreifen. Eine kurz- bis mittelfristige Änderung ist trotz immensen Forschungs- und Entwicklungsaufwands im Bereich der Batterietechnik nicht in Sicht. Zudem stellt die noch stark ausbaubedürftige Infrastruktur mit ausreichend

Schnellladestationen die Befürworter des zweifelsohne lokal emissionsgünstigen Antriebs vor noch ungelöste Probleme. Doch wie kann den aktuellen Entwicklungen drohender Engpässe in der Energieversorgung begegnet werden? Und wie sehen mögliche Alternativen, speziell im Automobilsektor, aus? Gibt es Technologien, die schon heute verfügbar sind und die den kommenden Wechsel ins Elektrozeitalter überbrücken helfen?

### 2.2.3 Anforderungen an einen Alternativkraftstoff

Eine der größten Hürden, die ein Alternativkraftstoff auf dem Weg zur Etablierung in der Automobilwelt nehmen muss, ist neben den technischen Aspekten die breite Marktakzeptanz. Bis diese Anerkennung durch den Endkunden gewonnen ist, bedarf es oftmals Fingerspitzengefühl und Ausdauer, da der Markt höchst sensibel auf Veränderungen reagiert. Oftmals können schon kleinste Abweichungen von den Gewohnheiten der Kunden zu Missbilligung und Abkehr vom Produkt führen. Ein gutes Beispiel hierfür ist der sogenannte „Drei-Liter-Lupo“ von Volkswagen. Rein technisch betrachtet stellte dieses Fahrzeugkonzept seinerzeit einen revolutionären Fortschritt dar. Doch es verschwand nur wenige Jahre nach der Einführung wieder vom Markt – aufgrund mangelnder Marktakzeptanz. Die Konsumenten waren noch nicht willens, mehr Geld für das Spritsparwunder auszugeben und zugleich vermeintliche Einbußen im Fahrspaß hinzunehmen [79, 129].

Übertragen auf mögliche Alternativen zu den konventionellen Kraftstoffen fossilen Ursprungs bedeutet dies in erster Linie, dass der Alternativkraftstoff möglichst ähnliche Stoffeigenschaften wie die etablierten Vertreter Diesel und Benzin aufweisen sollte. Der Kraftstoff sollte nach Möglichkeit flüssig vorliegen, keines Falls zähflüssig oder gar fest. Bei gasförmigem Kraftstoff wäre mit verminderter volumenbezogener Energiedichte zu rechnen. Flüssiger Kraftstoff gewährleistet hier jedoch einen Einsatz ohne größeren Modifikationsaufwand, da vorhandene Tanksysteme meist weiterhin genutzt werden können.

Zudem ist bei flüssigem Kraftstoff eine Distribution über das bestehende Tankstellennetz sichergestellt. Die Erreichbarkeit der Kunden ist ein unerlässlicher Faktor auf dem Weg zur Marktakzeptanz und folglich zum nachhaltigen Einsatz des Kraftstoffs. Ein zu großer Modifikationsaufwand am Kraftstoffsystem des Fahrzeugs und an der Infrastruktur der Tankstellen würde die Attraktivität gegenüber konventionellem Diesel- oder Benzinkraftstoff erheblich schmälern.

Aber nicht nur ökonomische Aspekte stehen im Pflichtenheft für einen möglichen Alternativkraftstoff. Auch die Umweltaspekte sind heutzutage nicht mehr aus dem Fokus der Öffentlichkeit wegzudenken. So muss das Potenzial zur Schadstoffminderung deutlich erkennbar sein. Es sollte sich möglichst keine gravierende Verschlechterung der Emissionswerte bei Verwendung des neuen Kraftstoffs einstellen. Dies würde das Einhalten der stets stringenter werdenden Vorgaben seitens der Legislative aufs Spiel setzen und das Ende des Kraftstoffs für den großflächigen Einsatz im Markt bedeuten.

Nicht nur beim Einsatz im Fahrzeug sollten sich die Schadstoffemissionen im Vergleich zu konventionelle Kraftstoffen mindestens neutral verhalten. Auch bei der Gewinnung der Rohstoffe und anschließender Weiterverarbeitung muss auf eine günstige Energiebilanz geachtet werden. So setzt übermäßiger Düngemitelesatz in der Landwirtschaft (bspw. mit Stickstoff) große Mengen an Distickstoffoxid (Lachgas) ( $\text{N}_2\text{O}$ ) frei, dessen Treibhauswirksamkeit dreihundertmal größer ist als jene von  $\text{CO}_2$ . Für Biokraftstoffe, die aus solchen Pflanzen gewonnen würden, wäre eine Verschiebung der Ökobilanz zugunsten fossiler Treibstoffe die Konsequenz [73].

Daraus leitet sich abschließend als unabdingbare Anforderung an einen Alternativkraftstoff die nachhaltige Herstellung auf Basis regenerativer Primärenergiequellen ab. Nur wenn der Kraftstoff aus nachwachsenden Rohstoffen gewonnen werden kann, lässt sich der stetig steigende Nachfragebedarf langfristig und nachhaltig decken. Jede nicht-regenerative Lösung käme lediglich einem Aufschub der Lösungsfindung zukünftiger Energieengpässe gleich.

Bei der Produktion ist weiter darauf zu achten, dass der Kraftstoff in keiner Konkurrenz zur Lebensmittelproduktion steht. Auch wenn bisher eher Naturkatastrophen wie Dürren oder Überschwemmungen die Preise für Nahrungsmittel bestimmt haben, so kann ein gewisser Zusammenhang zwischen einem Anstieg der Nahrungsmittelpreise infolge eines Anstiegs der Produktion von Biokraftstoffen nicht von der Hand gewiesen werden [106]. Hinzu kommt ein gestiegenes Interesse von Finanzanlegern und Spekulanten an Grundnahrungsmitteln, welches immer häufiger Ursache für Preisanstiege ist. Da der Bedarf an diesen Grundnahrungsmitteln durch steigende Bevölkerungszahlen jedoch stetig zunimmt, darf der Transportsektor nicht in Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion stehen und benötigte Anbauflächen für sich beanspruchen.

## 2.3 Alkohole als alternativer Kraftstoff

Als eine Alternative zu konventionellem Benzinkraftstoff kann Alkohol dienen, der auf regenerativer Basis hergestellt eine durchaus vielversprechende CO<sub>2</sub>-Bilanz aufweist und so indirekt zur Reduzierung der Treibhausgase beitragen kann. Zentraler Aspekt dieses Kapitelabschnitts sind die gängigsten Alkohole, die mit ihren für den Einsatz in heutigen Verbrennungsmotoren relevanten chemisch-physikalischen Eigenschaften beschrieben werden. Abschließend werden Herstellungspfade auf Basis nachwachsender Rohstoffe aufgezeigt und hinsichtlich Ertrag und CO<sub>2</sub>-Bilanz verglichen.

### 2.3.1 Eigenschaften der Alkohole

Hinter dem Begriff „Alkohol“ verbergen sich neben dem wohl bekanntesten, weil als Genussmittel verbreiteten Vertreter Ethanol, eine ganze Reihe an Stoffen, die für die unterschiedlichsten Anwendungen in der Industrie und im Alltag zum Einsatz kommen. Während die einfachsten Stoffe unter Standardbedingungen in flüssiger Form vorliegen, ist die Vielzahl der Alkohole jedoch sehr viskos oder schon wachsartig in der Konsistenz. Einige höherwertige Alkohole mit komplexer Molekülstruktur sind indes in festem Aggregatzustand vorzufinden.

Im Folgenden werden die chemisch-physikalischen Eigenschaften der Alkohole im Allgemeinen näher beleuchtet. Dabei wird das Hauptaugenmerk insbesondere auf Unterschiede zu konventionellen Kraftstoffen gelegt und mögliche Konsequenzen aus verbrennungstechnischer Sicht herausgearbeitet. Der Fokus liegt dabei auf den einfachsten Alkoholen, die unter Standardbedingungen in flüssigem Aggregatzustand vorliegen und daher überhaupt erst als Kraftstoff in Frage kommen können.

Sofern nicht explizit angegeben, handelt es sich bei den angegebenen Stoffgrößen um Literaturwerte bei Standardbedingungen ( $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p = 1\,013\text{ mbar}$ ), die beispielsweise aus [47, 50, 57, 64, 88, 95, 104, 119, 122, 124, 154, 156] entnommen werden können.

**Chemische Zusammensetzung** Alkohole sind durch eine oder mehrere Hydroxygruppen in ihrer molekularen Struktur gekennzeichnet. Als allgemeine Formel wird bei den einwertigen Alkoholen, also jenen, die nur eine Hydroxygruppe im Molekül besitzen, häufig R-OH verwendet. Das R steht dabei für den sogenannten Alkylrest, eine für jeden einzelnen Alkohol charakteristische Kohlenwasserstoffkette, die sich an die Hydroxygruppe anschließt.

Die Hydroxygruppe verleiht dem Molekül polare Eigenschaften, die mit steigender Kettenlänge des Alkylrestes abnehmen. Dieses Verhalten begründet neben der Wechselwirkung mit Wasser (Hydrophilie = Wasserlöslichkeit) der kurzkettigen Alkohole auch die Eigenschaft, Wasser anzuziehen (Hygroskopie), die insbesondere bei Methanol und Ethanol sehr ausgeprägt ist. Erst bei n-Butanol dominiert die Kohlenwasserstoffkette im Molekül den polaren Charakter der Hydroxygruppe, und es findet so u.a. keine Phasentrennung bei Existenz von Wasser in einem Kraftstoffblend aus konventionellem Benzin und Alkohol statt. Neben der Ausprägung der polaren Bindung beeinflusst die Hydroxygruppe die Eigenschaft des Alkohols als Kraftstoff durch die Anlagerung eines Sauerstoffatoms.

Von den in der nachfolgenden Betrachtung aufgeführten Alkoholen existieren lediglich Methanol und Ethanol als alleinige Moleküle. Die übrigen Alkohole weisen eine unterschiedliche Strukturisomerie auf. Dies bedeutet, dass die Moleküle einer Gruppe zwar eine identische Summenformel und die gleiche molare Masse aufweisen, in ihrem molekularen Gerüst jedoch Unterschiede aufweisen. Diese Unterschiede der sogenannten Konstitutionsisomere spiegeln sich auch in den physikalischen und chemischen Stoffeigenschaften wieder, die innerhalb der jeweiligen Gruppe zum Teil stark differieren können. Tabelle 2.1 zeigt alle fünf einwertigen Alkohole bzw. die Gruppen und ihre Isomere. In der weiteren Betrachtung wird bei vorhandener Isomerie jeweils das unverzweigte Molekül des jeweiligen Alkohols mit seinen Stoffwerten für den Vergleich mit Benzin herangezogen (n-Propanol, n-Butanol, n-Pentanol).

**Tabelle 2.1:** Übersicht über existierende Isomere ausgewählter einwertiger Alkohole

Methanol	Ethanol	Propanole	Butanole	Pentanole
-	-	n-Propanol iso-Propanol	n-Butanol iso-Butanol sec-Butanol tert-Butanol	n-Pentanol sec-Amylalkohol 3-Amylalkohol 2-Methylbutylalkohol

Die chemische Zusammensetzung von Kraftstoffen hat folglich unmittelbare Relevanz für die Abgaskomponenten, steht der Kraftstoff doch an erster Stelle der Prozesskette. Daher wird der Kraftstoff aus verbrennungstechnischer Sicht oft über die Kennzahlen HCV, dem Verhältnis der Anzahl Wasserstoffatome gegenüber der Kohlenstoffatome im Molekül bzw. im Kraftstoff, sowie über OCV, dem Verhältnis von Sauerstoffatomen zu Kohlenstoffatomen beschrieben (vgl. Tabelle 2.2). Diese Verhältnisse stehen maßgeblich für weitere chemisch-physikalische Eigenschaften wie Heizwert oder Luftbedarf, die gesondert erläutert werden.

**Tabelle 2.2:** Chemische Zusammensetzung der Alkohole

Alkohol	$\omega_{\text{H}}$ in %	$\omega_{\text{C}}$ in %	$\omega_{\text{O}}$ in %	HCV	OCV	Summen- formel	Struktur- formel
Methanol	12,6	37,5	49,9	4,00	1,00	CH <sub>3</sub> OH	$\begin{array}{c} \text{H} \\   \\ \text{H}-\text{C}-\text{OH} \\   \\ \text{H} \end{array}$
Ethanol	13,1	52,1	34,7	3,00	0,50	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	$\text{CH}_3-\text{CH}_2-\text{OH}$
n-Propanol	13,4	60,0	26,6	2,67	0,33	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	$\text{H}_3\text{C}-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{OH}$
n-Butanol	13,6	64,8	21,6	2,50	0,25	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	$\text{H}_3\text{C}-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{OH}$
n-Pentanol	13,7	68,1	18,2	2,40	0,20	C <sub>5</sub> H <sub>11</sub> OH	$\text{H}_3\text{C}-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{OH}$

**Dichte** Für die Speicherung von Kraftstoff ist die Dichte  $\rho$  eine relevante Größe. Sie bestimmt die Kraftstoffmasse und somit auch die mitgeführte Energie im vorgegebenen Volumen eines Kraftstofftanks von einem Fahrzeug. Allgemein betrachtet nimmt die Dichte mit steigendem Kohlenstoffanteil zu [105], was bei alleiniger Betrachtung der Alkohole auch zutrifft. Zugleich kann ein Anstieg der Dichte auch als Indiz für einen höheren Heizwert  $H_u$  gesehen werden. Ein direkter Vergleich der Trends zwischen Alkoholen und Benzin ist jedoch nicht zulässig, wie der Vergleich der absoluten Zahlenwerte zeigt. Benzin hat zwar mit  $\omega_{\text{C}} \approx 84 \dots 87\%$  den höchsten Kohlenstoffanteil, aber zugleich auch die geringste Dichte der hier betrachteten Stoffe.

**Viskosität** Die Eigenschaft eines Stoffes, unter Einwirkung einer Spannung zu fließen und irreversibel deformiert zu werden, wird durch die Viskosität ausgedrückt [33]. Je größer die Viskosität, desto dickflüssiger ist das Fluid. Die Teilchen viskoser Flüssigkeiten sind stärker aneinander gebunden und folglich unbeweglicher, daher wird Viskosität auch oft als innere Reibung bezeichnet. Sie steigt bei Kohlenwasserstoffverbindungen mit der Kettenlänge an [105], da aufgrund der wachsenden Anzahl an HC-Verbindungen die intermolekular wirkenden Van-der-Waals-Kräfte ebenfalls zunehmen. Bei der druck- und temperaturabhängigen Stoffgröße wird unterschieden zwischen dynamischer Viskosität  $\eta$  und kinematischer Viskosität  $\nu$ . Letztere ist der Quotient aus dynamischer Viskosität  $\eta$  und der Dichte  $\rho$  des Fluids.

Die Viskosität steigt mit abnehmender Temperatur und zunehmendem Druck an. Sie beeinflusst das Förderverhalten des Kraftstoffs in den Pumpen des Kraftstoffsystems sowie die Zerstäubung des Kraftstoffs durch die Einspritzventile. Eine zu hohe Viskosität kann bei niedrigen Temperaturen aufgrund des Fließverhaltens zu Kaltstartpro-



blemen führen. Die kinematische Viskosität  $\nu$  liegt für alle betrachteten Alkohole über der von Benzin, teilweise sogar in einem solch erheblichen Maße, dass Auswirkungen auf das Einspritzsystem zu erwarten sind.

**Oberflächenspannung** Die Oberflächenspannung  $\sigma$ , die mit steigender Temperatur abnimmt, hat einen großen Einfluss auf die Gemischbildung. Eine hohe Oberflächenspannung  $\sigma$  hat einen stabilisierenden Effekt auf die Kraftstofftropfen während der Einspritzung. Stoffe mit hoher Oberflächenspannung neigen zu einem schlechteren Tropfenzerfall bei gleichen Umgebungsbedingungen als Stoffe mit geringerer Oberflächenspannung.

Auch wenn die einzelnen Werte der Oberflächenspannung  $\sigma$  für die ausgewählten Alkohole alle im Größenordnungsbereich von Benzin liegen, gibt es doch leichte Unterschiede, die im Einzelfall bei der Bewertung von Gemischbildungsphänomenen berücksichtigt werden müssen.

**Tabelle 2.3:** Stoffgrößen ausgewählter Kraftstoffe - Teil I

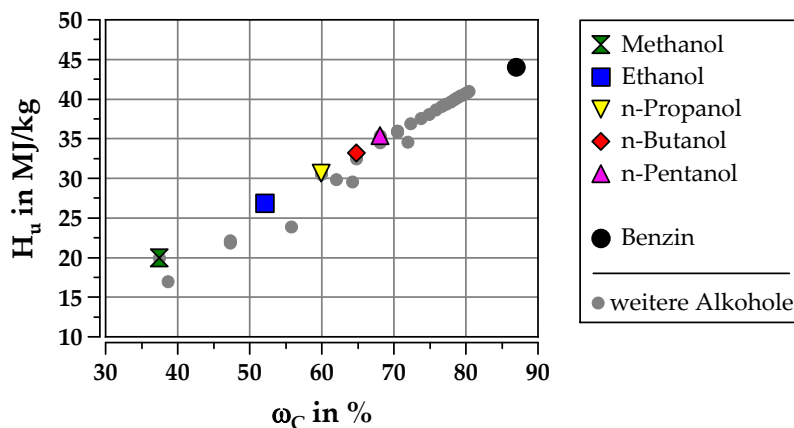
Kraftstoff	Dichte $\rho$ in kg/m <sup>3</sup>	kin. Viskosität $\nu$ in mm <sup>2</sup> /s	Oberflächenspannung $\sigma$ in mN/m
Methanol	791,5	0,75	22,60
Ethanol	789,8	1,52	22,03
n-Propanol	803,6	2,81	21,70
n-Butanol	809,8	3,64	24,67
n-Pentanol	814,4	4,06	24,76 <sup>2</sup>
Benzin	720,0...775,0 <sup>1</sup>	0,62	21,00...24,00

<sup>1</sup> bei 15 °C

<sup>2</sup> bei 25 °C

**Heizwert** Die Wärmemenge, die bei der Verbrennung ohne Kondensation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes maximal genutzt werden kann, wird durch den unteren Heizwert  $H_u$  beschrieben. Die in einem Volumen  $V$  oder einer Masse  $m$  enthaltene Wärmemenge ist eine relevante Größe für die Reichweite eines Fahrzeugs. Sie beschreibt die chemisch gebundene Energie, die sich im Fahrzeugtank befindet und durch die Verbrennung in mechanische Antriebsenergie umgewandelt werden kann. Der Heizwert  $H_u$  ist bei den Alkoholen trotz höherer Dichte niedriger als bei herkömmlichem Benzinkraftstoff. Durch die vorhandene Hydroxygruppe gibt es weniger Bindungsmöglichkeiten für die Wasserstoffatome (H) am Kohlenstoffatom (C). Allgemein gesprochen bedeutet ein steigendes HCV einen geringeren Heizwert  $H_u$ .

Abbildung 2.10 veranschaulicht den Sachverhalt des sich ändernden Heizwertes  $H_u$  als Funktion des Kohlenstoffanteils  $\omega_C$  für ausgewählte Alkohole im Vergleich zu Benzin:



**Abbildung 2.10:** Heizwert in Abhängigkeit vom Kohlenstoffanteil

Methanol hat mit  $H_u = 19,7 \text{ MJ/kg}$  nach Ethan-1,2-diol den niedrigsten Heizwert aller Alkohole, der von Ethanol liegt bei  $H_u = 26,8 \text{ MJ/kg}$ . Mit Ausnahme des zweiwertigen Ethan-1,2-diol weisen höherwertige Alkohole zwar auch höhere Heizwerte als Methanol auf, jedoch erreichen sie nicht die Werte von konventionellen Benzinkraftstoffen.

**Luftbedarf** Aufgrund des innerhalb der Hydroxygruppe eines jeden Alkoholmoleküls molekular gebundenen Sauerstoffs wird pro Masse- bzw. Volumeneinheit Kraftstoff weniger Luftmasse für dessen vollständige Verbrennung benötigt. Ein geringerer Heizwert bringt stets einen geringeren stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$  mit sich, so dass im Umkehrschluss mit einer bestimmten Luftmenge etwa die gleiche Wärmemenge freigesetzt werden kann. Der Heizwert  $H_u$  eines Kraftstoffs hat demnach einen geringen Einfluss auf die Leistung eines Verbrennungsmotors. Relevanz besitzt diese Stoffgröße jedoch hinsichtlich der Kraftstoffdosierung.

Der stöchiometrische Luftbedarf  $L_{st}$  lässt sich aus dem Sauerstoffbedarf der Verbrennungsreaktion und der Zusammensetzung der Luft berechnen [122]. Da für Kraftstoffe meist nur die Massenanteile  $\omega$  und nicht die exakte molare Masse  $M$  bekannt ist, wird  $L_{st}$  auf die Kraftstoffmasse bezogen angegeben und lässt sich mittels Gleichung 2.1 berechnen.

$$L_{st} = 1,378 \cdot \left( \frac{\omega_C}{12,01} + \frac{\omega_H}{4,032} + \frac{\omega_S}{32,06} - \frac{\omega_O}{32,00} \right) \quad (2.1)$$

Bezieht man entgegen der gebräuchlichen Art den Luftbedarf  $L_{st}$  nicht auf die Kraftstoffmasse sondern auf den Energiegehalt für eine bestimmte Leistungsausbeute, so ist der Luftbedarf für alle Kraftstoffe nahezu identisch und liegt in einem Bereich zwischen  $L_{st} = 3,8 \dots 4,1 \text{ kg}_{Luft} / 10 \text{ MJ}$  [104].

**Gemischheizwert** Aufgrund der dargestellten Sachverhalte in Bezug auf den geringeren Heizwert und des unterschiedlichen Luftbedarfs der Alkohole ergibt sich für die mögliche Leistungsausbeute eines Motors der Gemischheizwert  $H_G$  als belastbare Größe. Der Heizwert pro Volumeneinheit Luft-Kraftstoff-Gemisch wird üblicherweise auf  $1 \text{ m}^3$  Luft bei einer Temperatur  $T = 15^\circ \text{C}$  bezogen. Dabei wird der Kraftstoff als vollständig verdampft angesehen [104].

Wie die Werte der Tabelle 2.4 erkennen lassen, hat der niedrigere Heizwert  $H_u$  der Alkohole keine reduzierte Motorleistung zur Folge. Obwohl die Alkohole einen niedrigeren Heizwert haben, besitzen sie bei stöchiometrischem Luftverhältnis aufgrund des veränderten Luftbedarfs nahezu den gleichen Gemischheizwert  $H_G$  wie Benzin. Aus der motorischen Verbrennung sind somit zunächst etwa gleiche Werte in der Leistung zu erwarten.

**Tabelle 2.4:** Stoffgrößen ausgewählter Kraftstoffe - Teil II

Kraftstoff	Heizwert $H_u$ in MJ/kg	Luftbedarf $L_{st}$ in $\text{kg}_{Luft}/\text{kg}_{Kraftstoff}$	Gemischheizwert $H_G$ in MJ/ $\text{m}^3$
Methanol	19,91	6,45	3,781
Ethanol	26,86	8,97	3,667
n-Propanol	30,64	10,32	3,637
n-Butanol	33,10	11,15	3,644
n-Pentanol	35,35	11,72	3,693
Benzin	44,00	14,46	3,612

**Verdampfungsenthalpie** Die Verdampfungsenthalpie ist genau die Wärmemenge, die einem Stoff zugeführt werden muss, um diesen ohne Temperaturänderung vom flüssigen in den gasförmigen Zustand zu überführen. Für die motorische Verbrennung bedeutet dies, dass beim Verdampfen des Kraftstoffs im Brennraum der Umgebung die der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  entsprechende Wärmemenge entzogen wird.

Bei homogenem Gemisch ist die Ladungstemperatur bei Kraftstoffen mit hoher Verdampfungsenthalpie entsprechend geringer, bei geschichteter Ladung hingegen stellt

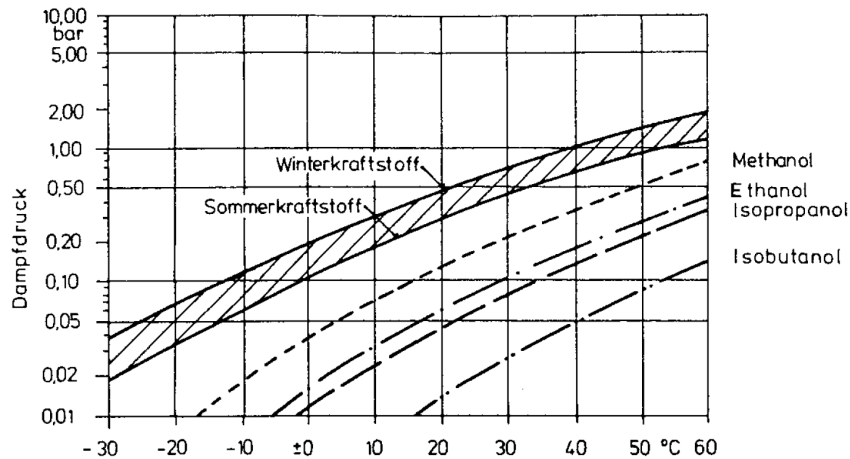
sich zunächst eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im Brennraum ein. In beiden Fällen der Direkteinspritzung bewirkt die spezifische Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  des Kraftstoffs eine Kühlung des Brennraums. Für Methanol wird beispielsweise für stöchiometrisches Gemisch bei  $\lambda = 1,0$  und vollständiger adiabater Verdampfung ein Temperaturabfall von  $\Delta T \approx 122^\circ\text{C}$  angegeben [104]. Bei Benzin beträgt die Absenkung der Temperatur hingegen nur ca.  $\Delta T \approx 20^\circ\text{C}$ . Im Homogenbetrieb führt dies zu einem besseren Füllungsverhalten und folglich einer höheren Zylinderladung bei konstantem Ladedruck. Zudem wirkt sich die Absenkung der Gemischtemperatur positiv auf das Klopfverhalten des Motors aus. Bei Saugrohreinspritzung indes kann eine erhöhte Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  zu Schwierigkeiten beim Kaltstart führen. Durch die kalte Luft im Saugrohr ist eine unzureichende Bereitstellung an Wärmemenge für die vollständige Verdampfung des Kraftstoffs möglich.

Unabhängig von dem Ort der Kraftstoffeinbringung bedeutet die unterschiedliche Abkühlung der Umgebungsluft aber auch, dass die Kraftstoffe mit erhöhter Verdampfungsenthalpie über der Zeit der Einspritzung andere Gemischbildungsbedingungen vorfinden als Kraftstoffe mit geringerer Verdampfungsenthalpie.

**Dampfdruck und Siedeverhalten** Die Neigung eines Kraftstoffs zu verdampfen, wird durch die Flüchtigkeit zum Ausdruck gebracht und ist für den Einsatz in Ottomotoren eine Grundvoraussetzung. Die Flüchtigkeit wird im Wesentlichen durch den Dampfdruck und das Siedeverhalten charakterisiert.

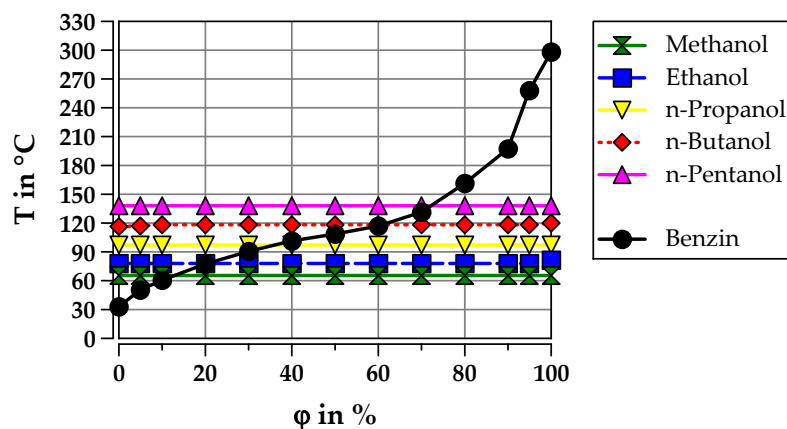
Der Dampfdruck  $p_{vp}$  beschreibt die Verdampfungsneigung eines Kraftstoffs und gibt den Druck an, bei dem in einem geschlossenen Behälter und definierter Temperatur der Übergang von der flüssigen in die gasförmige Phase stattfindet. Der Dampfdruck  $p_{vp}$  beeinflusst das Verhalten beim Kaltstart sowie im betriebswarmen Zustand des Motors. Für Ottokraftstoffe ist gemäß DIN EN 228 eine Anpassung in Abhängigkeit der Jahreszeiten vorzunehmen [37]. Im Sommer muss der Kraftstoff einen geringeren Dampfdruck  $p_{vp}$  aufweisen als im Winter. Diese Anpassung dient in erster Linie der Vermeidung von Dampfblasenbildung und überhöhten Verdampfungsemissionen aus dem Tank. Im Winter stellt hingegen ein höherer  $p_{vp}$  die Kaltstartfähigkeit sicher.

Bei den Alkoholen sinkt der Dampfdruck mit abnehmendem Sauerstoffanteil  $\omega_O$ . Im Vergleich zu konventionellem Benzin ist er aufgrund der Wasserstoff-Brückenbildung zwischen den Hydroxygruppen der einzelnen Alkoholmoleküle ohnehin sehr niedrig (vgl. Abbildung 2.11). Diese intermolekularen Bindungen erschweren die Verdampfung, weil sie vor dem Wechsel in die Gasphase zunächst gelöst werden müssen.



**Abbildung 2.11:** Temperaturabhängiger Dampfdruck von Alkoholen im Vergleich zu Sommer- und Winterkraftstoff für Ottomotoren [104]

Wie auch der Dampfdruck ist das Siedeverhalten eines Kraftstoffs eine wichtige Eigenschaft bezüglich des Start- und Fahrverhaltens („runder“ Motorlauf, Beschleunigungsvorgänge) sowie im Hinblick auf die Vermeidung von Schmierölverdünnung [17]. Die Siedetemperatur  $T_S$  steigt mit Anzahl der Kohlenstoffatome an [105, 122]. Da die Alkohole im Gegensatz zu Benzin nur aus einem Molekül bestehen, existiert auch jeweils nur ein einzelner Siedepunkt, an dem die Flüssigkeit zu verdampfen beginnt. Dieser Punkt liegt bei den meisten, für den motorischen Einsatz in Frage kommenden Kraftstoffen einerseits weit oberhalb des Siedebeginns von Benzin. Andererseits finden sich die Siedepunkte der für diese allgemeine Betrachtung ausgewählten Alkohole alle im unteren Bereich der Siedekurve für Benzin wieder, wie Abbildung 2.12 verdeutlicht. Aufgrund dieser Eigenschaft müssen insbesondere bei der Gemischbildung, aber auch in der resultierenden Verbrennung einige Unterschiede bei Einsatz von Alkoholen erwartet werden.



**Abbildung 2.12:** Siedeverläufe ausgewählter Kraftstoffe

Die geringe Flüchtigkeit der Alkohole kann sich insbesondere auf das Kaltstartverhalten auswirken. Hier ist mit nachteiligen Effekten zu rechnen, für deren Vermeidung spezielle Maßnahmen ergriffen werden müssen. Beispielsweise kann eine zusätzliche Beheizung der Ansaugluft für hinreichende Bedingungen bei der Gemischbildung sorgen. Der Aspekt der verminderten Kaltstartfähigkeit bei Einsatz von Alkoholen ist jedoch nicht Untersuchungsschwerpunkt dieser Arbeit und soll daher nur der Vollständigkeit halber Erwähnung finden.

**Tabelle 2.5:** Stoffgrößen ausgewählter Kraftstoffe - Teil III

Kraftstoff	spez. Verdampfungs- enthalpie $\Delta_v H^1$ in kJ/kg	Dampfdruck $p_{vp}^2$ in kPa	Siedepunkt /-bereich $T_s$ in °C
Methanol	1 102,9	32,0	65
Ethanol	813,4	18,0	78
n-Propanol	695,6	9,7	97
n-Butanol	624,9	11,0	118
n-Pentanol	503,0	5,5	138
Benzin	420,0	45,0...90,0 <sup>3</sup>	35...210

<sup>1</sup> bei stoffspezifischer Siedetemperatur  $T_s$

<sup>2</sup> als DVPE bei  $T = 37,8^\circ\text{C}$

<sup>3</sup> Vorgabe in Abhängigkeit von der Jahreszeit (gem. [37])

**Zündgrenze** Aus motorischer Sicht haben insbesondere beim Ottomotor die Zündgrenzen (die auch oft als Explosionsgrenzen bezeichnet werden) eine ganz besondere Bedeutung. Bei dieser Größe handelt es sich um die durch das Luftverhältnis gekennzeichneten Mischungsverhältnisse von Luft und Kraftstoff, innerhalb derer eine Zündung möglich ist [122]. Diese Grenzen liegen je nach Kraftstoff mehr oder weniger weit um das stöchiometrische Luftverhältnis und lassen sich durch besondere Maßnahmen erweitern. So kann beispielsweise die magere Zündgrenze beim Ottomotor durch erhöhte Verdichtung und Turbulenz sowie durch leistungsstarke Zündanlagen ausgedehnt werden. Die Literaturwerte schwanken bei der Angabe der Zündgrenzen für die ausgewählten Alkohole zum Teil recht deutlich [104]. In Tabelle 2.6 sind, neben den aus den gültigen Sicherheitsdatenblättern entnommenen, stoffspezifischen Angaben zur Zündgrenze in Vol. – %, auch davon abgeleitete Lambda-Werte aufgeführt. Die Berechnungen beruhen auf der Annahme, dass sich die dampfförmigen Alkoholkraftstoffe wie ideale Gase verhalten. Die so ermittelten Zündgrenzen  $\lambda_Z$  korrelieren gut mit den in der Literatur angegebenen Werten (vgl. [124]).

**Zündtemperatur** Die Zündtemperatur  $T_Z$  ist aus sicherheitstechnischer Sicht eine wichtige Größe. Sie beschreibt die niedrigste Temperatur, bei der eine selbstständige Entzündung des Kraftstoffs in einem offenen Behälter erfolgt. Die Zündtemperatur  $T_Z$  liegt bei den meisten Alkoholen höher als bei herkömmlichem Benzin. Bei Methanol wird die Temperatur, bei der ein Gemisch selbstständig zündet, mit  $T_Z = 455^\circ\text{C}$  angegeben. Bei Ethanol ist eine Zündtemperatur von  $T_Z = 360^\circ\text{C}$  nötig. Einzelne Bestandteile von Benzin hingegen zünden bereits ab einer Temperatur von  $T_Z = 220^\circ\text{C}$ . Die letzten Moleküle von Benzin reagieren ab Temperaturen um die  $T_Z = 460^\circ\text{C}$  [98].

**Flammpunkt** Die Bedeutung des Flammpunktes  $T_F$  ist ebenfalls von sicherheitsrelevanter Natur. Diese Stoffgröße gibt jene Temperatur an, bei der in einem offenen Gefäß unter Umgebungsdruck gerade so viel Kraftstoff verdampft, dass ein durch Fremdzündung entflammbares Gemisch entsteht. So gesehen ist der Flammpunkt  $T_F$  eher für Lagerung und Transport relevant.  $T_F$  dient zusammen mit der Siedetemperatur  $T_S$  als Entscheidungskriterium in der Verordnung über brennbare Flüssigkeiten [4]. Während Benzin, Methanol und Ethanol der Gefahrenklasse 2 ( $T_F < 23^\circ\text{C}$  und  $T_S > 35^\circ\text{C}$ ) zugeordnet werden, gehören die anderen Alkohole dieser Übersicht der Gefahrenklasse 3 ( $T_F \geq 23^\circ\text{C}$  und  $T_F \leq 60^\circ\text{C}$ ) an.

Tabelle 2.6: Stoffgrößen ausgewählter Kraftstoffe - Teil IV

Kraftstoff	Zündgrenze in Vol. – %	Zündgrenze $\lambda_Z$	Zündtemperatur $T_Z$ in $^\circ\text{C}$	Flammpunkt $T_F$ in $^\circ\text{C}$
Methanol	5,5...44,0	0,32...2,55	455	11
Ethanol	3,5...15,0	0,47...2,00	425	13
n-Propanol	2,1...13,5	0,35...2,22	371	27
n-Butanol	1,4...11,3	0,31...2,50	380	34
n-Pentanol	1,3...10,5	0,27...2,16	310	50
Benzin	0,6...8,0	0,40...1,40	220	$\leq 0$

**Oktanzahl** Als Maß für die Klopfestigkeit von flüssigen Kraftstoffen wird die Oktanzahl herangezogen. Die Kennzahl, oft als Motor-Oktanzahl (MOZ) oder Research-Oktanzahl (ROZ) ausgewiesen, gibt die Fähigkeit des Kraftstoffs an, eine unkontrollierte Verbrennung vor Eintreffen der Flammenfront zu verhindern. Sie wird unter Zuhilfenahme der Ersatzkraftstoffe n-Heptan (ROZ = 0) und iso-Octan (ROZ = 100) sowie für Werte  $> 100$  durch Zugabe von Tetraethylblei an speziellen Versuchsträgern ermittelt. Die Randbedingungen zur Ermittlung von MOZ und ROZ sind in den Normen

DIN EN ISO 5163 bzw. 5164 festgelegt [38, 39]. Bei Ermittlung der MOZ soll das Verhalten bei hoher Motorlast und hoher thermischer Belastung widergespiegelt werden. Die vorgegebenen Bedingungen zur Bestimmung der ROZ finden sich hingegen eher beim Betrieb mit niedrigen Motordrehzahlen wieder.

Die Differenz zwischen beiden Kennzahlen wird als Sensitivität bezeichnet und charakterisiert die Temperaturabhängigkeit des Kraftstoffs. Eine hohe Sensitivität geht mit einer deutlich gestiegenen Reaktionsfreudigkeit des Kraftstoffs bei thermischer Belastung einher. Die in Deutschland gültige Kraftstoffnorm DIN EN 228 gibt für Superkraftstoff eine Mindestvorgabe für beide Größen an ( $ROZ \geq 95$  /  $MOZ \geq 85$ ) [37].

Die Überprüfung von Alkoholen muss aufgrund des geringeren Luftbedarfs  $L_{st}$  und der höheren Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  entsprechend angepasst werden. Dies ist in der Norm DIN 51756 geregelt [35]. Doch die dort formulierten Vorgaben berücksichtigen weder die positiven Auswirkungen der höheren  $\Delta_v H$  auf das Klopfverhalten moderner Downsizingkonzepte, noch werden Informationen über die Neigung zur Selbstentflammung oder Oberflächenzündung (vgl. Abbildung 2.4) gewonnen. Aus diesem Grund laufen derzeit Bemühungen, an heutige Motorentechnik angepasste Verfahren zu etablieren, mit denen neue Kennzahlen aufgestellt werden können [123].

Die Angaben in der Literatur spiegeln die unbefriedigende Situation dieser Kennzahlen wider. Wie die Zahlenwerte in Tabelle 2.7 verdeutlichen, schwanken die Werte für die einzelnen Alkohole zum Teil erheblich oder wurden bislang nicht bestimmt.

**Brenngeschwindigkeit** Die Werte für die Brenngeschwindigkeit unterliegen einer starken Abhängigkeit von den jeweiligen Randbedingungen. Größen wie Druck und Temperatur im Versuchsträger oder auch das Luftverhältnis  $\lambda$  spielen eine wichtige Rolle. So können sich die unter Laborbedingungen ermittelten Werte deutlich von gemessenen Werten am Motor unterscheiden [104]. Letztere sind aufgrund der am Motor herrschenden Turbulenz meist höher als Werte aus dem Labor. Diese dienen daher nur als Ausgangswert und werden als laminare Flammengeschwindigkeit  $s_L$  angegeben.

Nachfolgend sind in Tabelle 2.7 die Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit  $s_L$  für die Alkohole sowie für Benzin aufgeführt. Sie geben einen ersten Anhaltswert darüber, dass Unterschiede in der am Motor feststellbaren Brenngeschwindigkeit bei Einsatz von Alkoholen auftreten können. So liegen die verfügbaren Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit  $s_L$  der Alkohole über dem Wert von Benzin.



**Tabelle 2.7:** Stoffgrößen ausgewählter Kraftstoffe - Teil V

Kraftstoff	ROZ	MOZ	lam. Flammengeschwindigkeit $s_L^1$ in m/s
Methanol	108,7...114,4	88,6...94,6	0,52
Ethanol	107,0...130,0	90,0...96,0	0,50
n-Propanol	-	-	-
n-Butanol	94,0...98,0	78,0...84,0	0,50
n-Pentanol	-	-	-
Benzin	95,0	85,0	0,35...0,46

<sup>1</sup> bei T = 343 K, p = 1 bar [91, 153]

**Wasseranteil** Bei der Verbrennung von 1 kg Alkohol entstehen ca. 1,1...1,2 kg Wasser. Dies entspricht in etwa der Menge, die bei der Verbrennung von konventionellem Ottokraftstoff entsteht [104]. Da jedoch die Kraftstoffdurchsätze der Alkohole aufgrund des geringeren Heizwertes  $H_u$  erheblich höher sind, ist auch die Wassermenge im Abgas ungleich größer als bei Benzin [136]. So findet sich bei der Verbrennung von Methanol im Vergleich zu Benzin die 2,3-fache Menge Wasser im Abgas wieder. Dieser Umstand kann bei ungünstigen Bedingungen zu erhöhter Kondensatbildung im Abgassystem und folglich zu erhöhter Korrosionsbildung führen.

Ein geringer Anteil Wasser im Kraftstoff stellt unter gewissen Einschränkungen keine Einbuße hinsichtlich Leistung oder Wirkungsgrad dar, wie Untersuchungen mit Ethanol zeigen [24]. So können leichte Unterschiede in der Verbrennung, hervorgerufen durch einen Wasseranteil von bis zu  $\omega = 5\%$  durch Eingriffe in die Motorsteuerung kompensiert werden. Allerdings kann Wasser im Kraftstoff für die kraftstoffführenden Komponenten zu einer Gefahrenquelle werden. Wird der Kraftstoff im Kreislauf hohem Druck und/oder hohen Temperaturen ausgesetzt, kann dies zu sogenannter Alkoholkorrosion führen, welche insbesondere Bauteile aus Aluminium angreift. Diesen Umstand gilt es bei der Auslegung der entsprechenden Bauteile und Verwendung mit Alkoholkraftstoffen zu berücksichtigen.

Bei der Lagerung ist die hygroskopische Eigenschaft der Alkohole zu berücksichtigen. Bedingt durch den Aufbau des Moleküls neigen insbesondere die Alkohole Methanol und Ethanol dazu, Wasser anzuziehen (vgl. Absatz „Chemische Zusammensetzung“).

**Volumenvergrößerung** Bei der Verbrennung entsteht im Allgemeinen eine Zunahme des Gasvolumens. Zur Bestimmung dieser Volumenänderung werden die Verbrennungsgase auf die Ausgangsbedingungen hinsichtlich Druck p und Temperatur T der Ansaugluft umgerechnet. Das Verbrennungswasser wird als Dampf angenom-

men [104]. Im Fall der BDE wird der Kraftstoff flüssig in den Brennraum eingebracht. Somit kann das Kraftstoffvolumen vernachlässigt werden. Die resultierende Volumenvergrößerung wird in der angegebenen Literaturquelle für Methanol mit 21 % beziffert. Für die anderen Alkohole dieser einleitenden Betrachtung liegt die Zunahme des Volumens infolge der Verbrennung noch zwischen 11...14,5 %, für Benzin hingegen nur noch bei 7 %. Somit ist die Volumenänderung der Methanolverbrennung dreimal so groß wie die des Benzins. Dieser Umstand zeichnet in Kombination mit der hohen Verdampfungsenthalpie der Alkohole verantwortlich für die hohe Leistungsausbeute von Alkoholmotoren.

### 2.3.2 Alkoholherstellung

Alkohol spielt seit jeher eine Rolle in der Umwelt des Menschen. Es kann nur spekuliert werden, dass beim Konsum überreifer Früchte, bei denen bereits Gärprozesse eingesetzt hatten, der erste Alkohol konsumiert wurde - wenn auch eher zufällig. Doch in der Folge hat sich in allen Kulturen die Herstellung alkoholhaltiger Getränke verbreitet. Dabei handelte es sich fast ausschließlich um den Trinkalkohol Ethanol [65]. Erst im Zuge der Industrialisierung und der Erschließung von Erdölvorkommen wuchs die industrielle Gewinnung zahlreicher weiterer Alkohole aus petrochemischen Prozessen und deren vielfache Verwendung. Neben Verfahren zur gezielten Herstellung wie der katalytischen Hydrierung von Carbonsäuren oder CO, der Hydratisierung von Alkenen, der nukleophilen Substitution oder der Hydroformylierung (auch als Oxosynthese bekannt) gibt es in der chemischen Industrie heutzutage zahlreiche weitere Prozesse, bei denen Alkohole auch als Nebenprodukte anfallen. Als Beispiel sei hier die Fischer-Tropsch-Synthese genannt, bei der eine Hydrierung von CO an geeigneten Katalysatoren zu gesättigten und ungesättigten Kohlenwasserstoffen erfolgt. Neben synthetischen Benzin- und Dieselmotorkraftstoffen fällt hierbei auch Alkohol an [11, 15, 42, 83].

Der nachfolgende Überblick über die gängigsten Herstellverfahren der fünf bisher betrachteten Alkohole lässt bereits auf Basis der in Abschnitt 2.2.3 postulierten Anforderungen an einen Alternativkraftstoff erahnen, dass nicht alle bisher hier aufgeführten Alkohole für den Einsatz als Alternativkraftstoff zu konventionellem Benzin in modernen Verbrennungsmotoren in Frage kommen.

Methanol wird heute fast ausschließlich in katalytischen Verfahren aus Synthesegas hergestellt. Nach der Gewinnung des Synthesegases aus kohlenstoffhaltigen Rohstoffen wie Kohle, Erdöl oder insbesondere Erdgas, erfolgt die eigentliche Methanolsyn-

these in einem zweiten Prozessschritt, der anhand des verwendeten Systemdrucks unterschieden wird zwischen Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckverfahren. Aus ökonomischen Gesichtspunkten wird heute fast ausschließlich das Niederdruckverfahren angewandt [50]. Die Gewinnung von Methanol durch Trockendestillation aus Holz hat heute keinerlei praktische Bedeutung mehr [50]. Auch andere Verfahren, wie das bereits erwähnte Fischer-Tropsch-Verfahren oder die Oxidation von Kohlenwasserstoffen sind heutzutage nicht wirtschaftlich genug und daher nur Herstellverfahren für besondere Anwendungsfragen.

Ethanol wird neben der technischen Synthese (überwiegend aus erdölbasiertem Ethylen) auch durch Gärung aus Biomasse gewonnen. Dabei wird zunächst die Stärke in diverse Zucker gespalten, welche dann wiederum von Bakterien und Hefekulturen vergoren werden. Ethanol entsteht dabei als Abbauprodukt des Stoffwechsel eben jener Kulturen. Da ab einer Ethanolkonzentration von ca. 15 % die Organismen absterben und der Gärprozess zum Erliegen kommt, kann eine höhere Ethanolkonzentration nur durch eine sich anschließende Destillation erreicht werden [88].

Die Herstellung von n-Propanol erfolgt durch katalytische Hydrierung von Propionaldehyd, welches wiederum via Hydroformylierung aus Ethylen gewonnen wird. Als Rohstoff dient somit fossiles Erdöl. Eine Gewinnung aus Synthesegas findet zwar auch Erwähnung in einschlägiger Literatur [119], dürfte aber bei den genannten Verfahren eher als Nebenprodukt anfallen und ist somit für die großskalige Produktion von Alternativkraftstoff unbedeutend. Eine Produktion auf Grundlage nachwachsender Rohstoffe ist nicht bekannt.

Für n-Butanol existiert eine Vielzahl an technischen Herstellungsprozessen [64, 90]. Neben den industriell bedeutenden Verfahren der Hydroformylierung, der Hydrierung von Crotonaldehyd oder des Reppe-Prozesses, die jedoch alle auf fossilen Rohstoffen basieren, kann der Alkohol auch über ähnliche Prozessschritte aus regenerativen Rohstoffen gewonnen werden wie Ethanol. Unter Zuhilfenahme von speziellen Bakterienstämmen der Clostridien lässt sich n-Butanol über die sogenannte ABE-Fermentation aus Stärke gewinnen [90]. Die Abkürzung ABE steht hierbei für die drei Hauptprodukte Aceton, Butanol und Ethanol, die in einem Verhältnis von 3:6:1 entstehen.

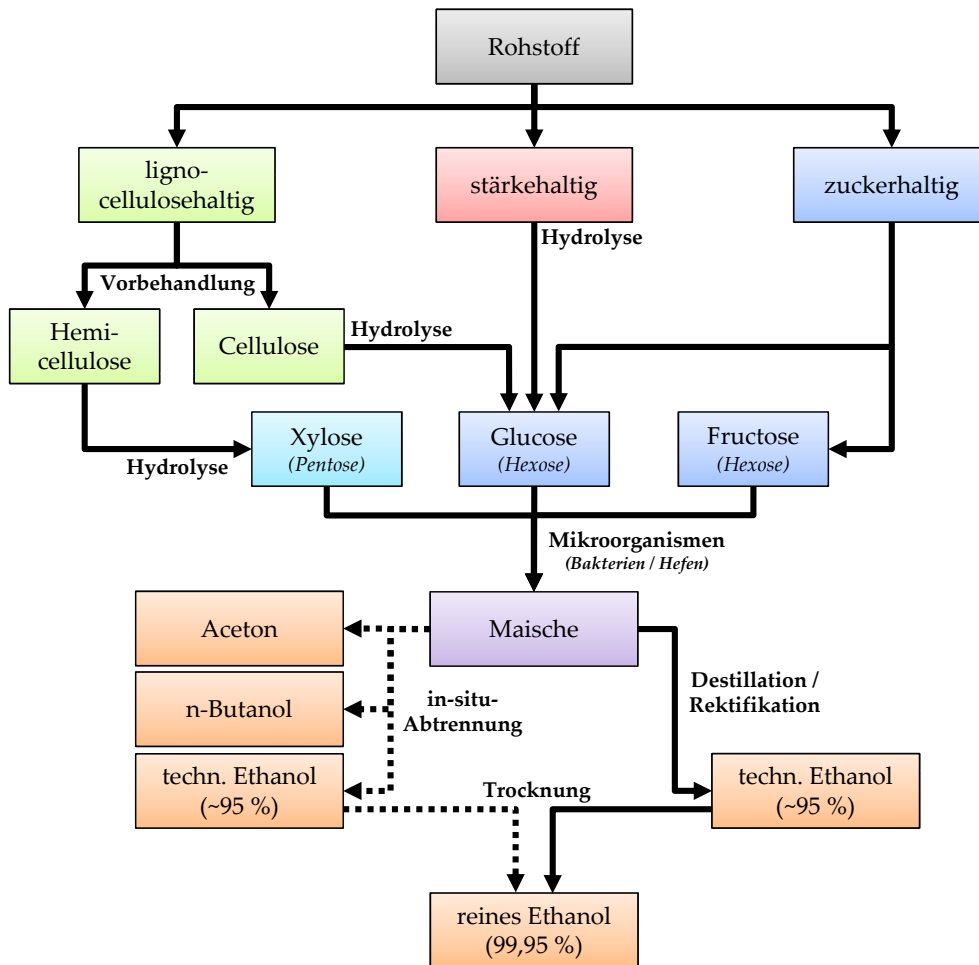
Die Herstellung von n-Pentanol erfolgt derzeit nur über die Hydrolyse von Halogenpentanen und scheidet daher aufgrund seiner auf fossilen Quellen beruhenden Vorkommens als Kraftstoffalternative aus.

## 2 Stand der Technik

An dieser Stelle soll nur das prinzipielle Vorgehen bei der Herstellung von Ethanol bzw. n-Butanol aus nachwachsenden Rohstoffen aufgezeigt werden. Für detaillierte Erläuterungen sei auf einschlägige Fachliteratur hingewiesen, die sich der Materie im Detail widmet (bspw. [40, 90, 135]). Im Prinzip ist zunächst jegliche Biomasse geeignet, die Zucker, Stärke oder Cellulose enthält. Je nach Rohstoffausnutzung bzw. Herstellungsverfahren unterscheidet man in Generationen resultierender Produkte. Biokraftstoffe der „1. Generation“ werden ausschließlich aus den energetisch nutzbaren Bestandteilen der stärke- bzw. zuckerhaltigen Pflanzenfrucht gewonnen. Die „2. Generation“ hingegen umfasst Kraftstoffe, die mittels geeigneter Herstellverfahren aus der gesamten Pflanze gewonnen werden. Hier steht das sogenannte Lignocellulosegerüst der Pflanze im Mittelpunkt, welches zugleich den entscheidenden Vorteil gegenüber den Kraftstoffen der „1. Generation“ darstellt. Cellulose ist nicht als Nahrungsmittel verwertbar und wird daher in der nahrungsmitteltechnischen Betrachtung als Abfallprodukt gesehen. Biokraftstoffe der „2. Generation“ stehen somit weniger in Konkurrenz zur Nahrungsmittelindustrie. Während die Produktion von Biokraftstoffen der „1. Generation“ als Stand der Technik angesehen wird [135], liegt der derzeitige Fokus der Forschung auf der Weiterentwicklung der Herstellprozesse von Biokraftstoffen der „2. Generation“ und der Ausweitung der Produktionskapazitäten auf großindustrielle Maßstäbe.

Abbildung 2.13 illustriert die Prozessschritte bei der Herstellung von Biokraftstoffen und verdeutlicht die Unterschiede in Abhängigkeit des Ausgangsstoffes. Um aus Lignocellulose Kraftstoff gewinnen zu können, muss die Cellulose zunächst unter bislang noch recht hohem Aufwand über thermische und chemische Verfahrensschritte (Hydrolyse) mittels Säuren und Enzymen in Zucker umgewandelt werden. Die anschließende Fermentation erfolgt bei Ethanol mittels Hefen, während bei Butanol überwiegend spezielle Bakterienstämme der Clostridien zum Einsatz kommen. Je nach Ausgangsstoff und gewünschtem Produkt bzw. Prozess können die eingesetzten Hefe- bzw. Bakterienstämme variieren. Während der Fermentation müssen die Alkohole via in-situ-Verfahren bzw. über Destillation aus der Maische abgetrennt werden, da ab einer bestimmten Alkoholkonzentration eine Inhibition des Stoffwechsels der Mikroorganismen einsetzt. Die Rektifikation ermöglicht nicht den in der DIN 15376 geforderten Reinheitsgrad von Ethanol für den Einsatz als Biokraftstoff [36]. Daher muss das azeotrope Ethanol-Wasser-Gemisch in einem abschließenden Prozessschritt chemisch getrocknet werden, um den verbleibenden Wasseranteil von ca.  $\omega \approx 5\%$  zu entfernen.

Bedeutende Ausgangsstoffe sind zur Zeit alle zucker- und stärkehaltigen Rohstoffe wie Zuckerrohr, Zuckerrüben, Kartoffeln, Mais, verschiedene Getreidesorten wie Weizen,



**Abbildung 2.13:** Vereinfachte Darstellung der biotechnologischen Herstellung von Ethanol (klassische Fermentation) und n-Butanol (ABE-Fermentation)

Roggen, x-Triticale (Mischung aus Weizen und Roggen) oder Hirse sowie cellulosereiche Stoffe wie Holz und Stroh. Bei der Wahl des Rohstoffs spielt neben dem zu erwartenden Ertrag (vgl. Tabelle 2.8) die lokale Verfügbarkeit der Rohstoffe eine entscheidende Rolle. Wenn die Rohstoffe erst über weite Strecken transportiert werden müssen oder nur unter großem Aufwand und Einsatz von großen Mengen an Düngemitteln angebaut werden können, wirkt sich dies negativ auf die Nachhaltigkeit der Kraftstoffe aus. Faktoren wie diese gehen neben anderen ökologischen und ökonomischen Bewertungskriterien in die Beurteilung einer sogenannten Well-to-Wheel-Analyse ein. In dieser werden alle Kraftstoffe einer energetischen Prüfung unterzogen, welche die gesamte Wertschöpfungskette umfasst. Sie reicht vom Anbau (regenerative Quellen) bzw. Förderung (fossile Rohstoffe) über die Verarbeitung zu Kraftstoff und dessen Lieferwege bis hin zur Umwandlung in kinetische Energie bei der Verbrennung im Motor. Während im ersten Teil der Betrachtung (Well-to-Tank) die Kraftstoffgewinnung

## 2 Stand der Technik

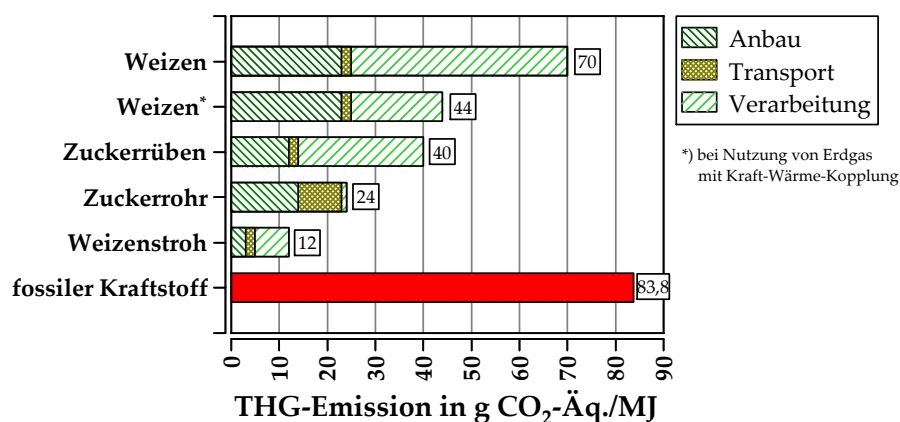
im Mittelpunkt steht, rückt im zweiten Teil (Tank-to-Wheel) die Energiewandlung von chemisch gebundener in kinetische Energie in den Fokus. Aus einer dieser Studien sind die Werte der Tabelle 2.8 entnommen, die einen Überblick über die Diversität bei der Herstellung von Biokraftstoff geben:

**Tabelle 2.8:** Biokraftstoffserträge verschiedener Rohstoffe [51]

<b>Rohstoff</b>	<b>Biomasseertrag<sup>1</sup></b> in t/ha	<b>Bioethanolsertrag</b> in l/ha	<b>erforderliche Biomasse</b> in kg/l
Weizen	7,2	2 760	2,6
Roggen	4,9	2 030	2,4
x-Triticale	5,6	2 230	2,5
Mais	9,0	3 740	2,4
Zuckerrüben	70,0	7 540	9,3
Zuckerrohr	73,0	6 380	11,4
Stroh	7,0	2 310	3,0

<sup>1</sup> Frischmasse

Die Ertragszahlen zeigen deutlich, dass es eine große Vielfalt an möglichen Ressourcen zur Gewinnung von Biokraftstoff gibt. Jede einzelne muss für den lokalen Standort individuell bewertet und schlussendlich der Verfügbarkeit entsprechend umgesetzt werden. Dabei stellt das Einsparpotenzial der Emission von Treibhausgasen (THG) ein wichtiges Kriterium dar, das ebenfalls in die Well-to-Wheel-Betrachtung einfließt und zugleich die Nachhaltigkeit des Kraftstoffs und seines Produktionsweges widerspiegelt. Zu den THG-Emissionen zählt neben Methan ( $\text{CH}_4$ ),  $\text{N}_2\text{O}$  und diversen Fluorchlorkohlenwasserstoffen (FCKW) vor allem  $\text{CO}_2$ . Abbildung 2.14 zeigt die bei der Produktion von Ethanol anfallenden THG-Emissionen der unterschiedlichen Rohstoffpfade im Vergleich zu konventionellem Kraftstoff fossilen Ursprungs in Form einer Well-to-Tank-Betrachtung:



**Abbildung 2.14:** Treibhausgasemissionen unterschiedlicher Rohstoffpfade bei der Produktion von Bioethanol (nach [51])

Am aussichtsreichsten sind zweifelsohne jene Rohstoffe, die für die Biokraftstoffe der „2. Generation“ in Frage kommen. Stroh zeichnet sich hier mit dem größten Einsparpotenzial an THG-Emissionen aus. Bis jedoch Biokraftstoffe aus diesen Rohstoffquellen in einem Volumen produziert werden können, das den Weltmarkt nachhaltig bedient, bedarf es noch einiges an Forschungs- und Entwicklungsaufwand. Vielversprechende Ansätze sind vorhanden, wie eine Übersicht in [73] zeigt. So existieren bereits kleinere Versuchsanlagen, in denen aus 285 000 t Weizen jährlich neben 100 000 m<sup>3</sup> Bioethanol auch Kleie (55 000 t), Gluten (28 500 t) und Futterhefe (150 000 t) produziert werden. Hier wird aus der ehemaligen Nahrungsmittelkonkurrenz eine Synergie. In Kambodscha soll zukünftig der Abfallstoff von Reisschalen zu Bioethanol verarbeitet werden. Auch in weiteren Ländern entstehen Anlagen, die aus Reststoffen Biokraftstoffe produzieren sollen. Darüber hinaus werden im Bereich der Gentechnik Anstrengungen unternommen, um die Ausbeute bei der Produktion von Biokraftstoffen weiter zu erhöhen. So werden derzeit beispielsweise Verfahren entwickelt, die gezielt gentechnisch veränderte Mikroorganismen dazu einsetzen, mit Hilfe von Sonnenlicht aus CO<sub>2</sub> und Wasser Bioethanol herzustellen. In röhrenartigen Anlagen sollen sich so jährlich bis zu 280 000 l/ha des Biokraftstoffs herstellen lassen. Bereits jetzt produzieren erste Laboranlagen bis zu 91 000 l/ha und Jahr [25]. Ein zusätzlicher Vorteil dieses Verfahrens ist die Möglichkeit der Nutzung von Flächen, die für eine landwirtschaftliche Nutzung aus unterschiedlichsten Gründen nicht in Betracht kommen.

### 2.3.3 Einsatz von Alkoholen als Kraftstoff

Nachfolgend wird der Einsatz von Alkoholen als Kraftstoff näher betrachtet. Zunächst erfolgt ein kurzer historischer Abriss, denn die Verwendung von Alkohol im Verbrennungsmotor ist keineswegs neu. Dass dazu auch politische Einflussnahme auf begünstigende Rahmenbedingungen beigetragen hat, soll hier kurz Erwähnung finden. Abschließend wird der aktuelle Kenntnisstand zu den einzelnen Abschnitten der motorischen Wirkkette, auf die in dieser Arbeit der Fokus gerichtet ist, zusammengefasst.

Bereits zu Beginn der Entwicklung von Verbrennungsmotoren wurden Alkohole als Kraftstoff in Betracht gezogen. Alle namhaften Ingenieure ihrer Zeit führten zeitweise auch Versuche mit alternativen Kraftstoffen durch. So nutzte Nicolaus Otto um 1860 Ethanol als Kraftstoff für seine frühen Motorversuche, da der Alkohol aufgrund seines weitläufigen Einsatzes in Spirituslampen in Europa sehr gut verfügbar war [89]. Auch Henry Ford hatte das Potenzial des aus regenerativen Rohstoffen herstellbaren Kraftstoffs erkannt. So schilderte er 1925 einem Reporter der „New York Times“ die

## 2 Stand der Technik

Vorzüge des aus allem Vergärbarem produzierbaren Kraftstoffs: „The fuel of the future is going to come from fruit like that sumach out by the road, or from apples, weeds, sawdust - almost anything“ [52, 89]. Seine Überzeugung fand Ausdruck in der Unterstützung der sogenannten „Chemurgy“-Bewegung, die um den Chemiker Francis Patrick Garvan die Nutzung landwirtschaftlicher Erzeugnisse in der chemischen Industrie bewarb.

Erste Eingriffe seitens der Politik in Deutschland und Frankreich förderten bereits Anfang des 20. Jahrhunderts den Einsatz von Alkohol als Kraftstoff. Das Ansinnen bestand darin, den aus landwirtschaftlichen Erzeugnissen gewonnen Kraftstoff als Substitut für die ölbasierten Kraftstoffe zu verwenden und somit eine Unabhängigkeit von Ölimporten aus Ländern wie Russland oder den USA zu gewährleisten [89]. Doch letztendlich führte die allgemeine Verfügbarkeit von günstigem Benzin zu einem Verschwinden der Alkohole vom Kraftstoffmarkt.

Dies änderte sich, als 1975 in Brasilien das sogenannte „PROÁLCOOL“ ausgerufen wurde [148]. Ein Programm, das angesichts der damals herrschenden weltweiten Ölkrise und der bedrohlichen Abhängigkeit der hiesigen Wirtschaft von Ölimporten die Produktion von Ethanol aus Zuckerrohr subventionierte und eine garantierte Abnahme der landwirtschaftlichen Erzeugnisse für die lokalen Bauern sicherstellte. In Abhängigkeit vom saisonalen Ertrag der Zuckerrohrernte variiert der gesetzlich vorgeschriebene Mindestanteil an Ethanol im Benzinkraftstoff in heutiger Zeit zwischen  $\varphi = 20 \dots 25 \%$  [120]. Neben den Blends aus Ethanol und Benzin wird an den Tankstellen Brasiliens auch reines Ethanol als Kraftstoff angeboten, welches jedoch nicht frei von Wasser ist (techn. Ethanol, vgl. Abbildung 2.13).

Zu Beginn des 21. Jahrhunderts erlebten die Alkoholkraftstoffe auch außerhalb Brasiliens eine Renaissance. So wird durch den U.S. Energy Policy Act of 2005 der Ausbau der Ethanolproduktion in den USA staatlich gefördert [19, 152]. Auch ist für die hierzu notwendige Infrastruktur eine steuerliche Begünstigung vorgesehen. In Europa wurde Anfang des Jahrhunderts die gültige Kraftstoffnorm [37] dahingehend erweitert, dass der Anteil biogener Kraftstoffe sukzessive erhöht wird, um so über die Gesamtbilanzierung zu einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen zu gelangen [5]. Aktuell werden dem konventionellen Benzinkraftstoff bis zu  $\varphi = 10 \%$  Bioethanol hinzugesetzt [34]. Darüberhinaus werden in Schweden Fahrzeuge und Biokraftstoffe zusätzlich steuerlich gefördert, um so durch deren Anteilsteigerung am Gesamtverbrauch bis zum Jahr 2020 unabhängig von fossilen Rohstoffen zu sein [19].



Während die Alkohole bislang überwiegend in Brasilien und den USA in Form von Benzinblends in Flex-Fuel-Anwendungen mit SRE zum Einsatz kommen und im europäischen Raum, abgesehen von Schweden, eher ein Nischendasein fristen, könnten die Biokraftstoffe der „2. Generation“ (vgl. Abschnitt 2.3.2) in Verbindung mit modernen, turboaufgeladenen BDE-Motoren eine wirkliche Alternative zu konventionellen Kraftstoffen darstellen. Diese Motoren setzen sich in Europa immer mehr durch. In Verbindung mit den Stoffeigenschaften der Alkohole ergeben sich interessante Ansätze für Brennverfahren, die bisherige Konzepte hinsichtlich Leistung, Kraftstoffverbrauch und Emissionen übertreffen [16, 84].

Einen guten Einstieg in die Thematik bietet [104], wo sich umfassend mit den Alkoholen Methanol und Ethanol als Kraftstoff in Verbrennungsmotoren befasst wird. Zum Zeitpunkt der Veröffentlichung hatte das Gros der Motoren allerdings Vergaser oder Saugrohreinspritzung als Gemischbildner. Der Einsatz reiner Alkoholkraftstoffe im Verbrennungsmotor wird in aktuellen Publikationen jedoch nur wenig behandelt. Die Mehrheit der veröffentlichten Untersuchungen wird mit Kraftstoffblends aus einem Alkohol und Benzin durchgeführt. Meist ist es Ethanol, welches in beliebigen Volumenanteilen konventionellem Benzin zugemischt wird. In letzter Zeit ist Butanol etwas mehr in den Fokus der Wissenschaft gerückt, zeigt der Alkohol doch einige vielversprechende Stoffeigenschaften, die den Einsatz im Verbrennungsmotor möglich erscheinen lassen (vgl. Abschnitt 2.3.1). Methanol hingegen wird nur noch vereinzelt für Vergleiche herangezogen und ist vor allem aufgrund seines geringen Heizwertes eine schlechte Alternative als Benzinsubstitut in modernen Ottomotoren [143, 144, 163].

Die von Benzin abweichenden Stoffeigenschaften der Alkoholkraftstoffe wirken sich unterschiedlich auf die einzelnen Abschnitte des verbrennungsmotorischen Prozesses aus. Der niedrigere Dampfdruck der Alkohole (vgl. Abbildung 2.11) stellt eine Herausforderung bei der Gemischbildung, insbesondere unter den Bedingungen des Kaltstarts, dar. So haben Untersuchungen gezeigt, dass ohne spezielle Zusatzmaßnahmen wie Blockheizer oder Zusatztanks die minimale Starttemperatur bei SRE ca.  $T \approx 10...15^\circ\text{C}$  beträgt [99]. Bereits ab Temperaturen von ca.  $T \approx 25...30^\circ\text{C}$  muss bei Verwendung von hohen Ethanolanteilen ( $\varphi \geq 85\%$ ) das Gemisch unverhältnismäßig stark angereichert werden, um ein brennfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch im Brennraum zu erhalten. Auch bei der BDE müssen die veränderten Stoffeigenschaften (vgl. Abschnitt 2.3.1) berücksichtigt werden. Hier kann man sich jedoch die zusätzliche Flexibilität bei der Gemischbildung zu Nutze machen (vgl. Abschnitt 2.1.1). Eine Einspritzung in den Saughub unter sehr kalten Bedingungen ( $T = -30^\circ\text{C}$ ), wie in [18] durchgeführt, verhindert die Verdampfung des Alkoholkraftstoffs. Abhilfe besteht hier, indem

über geänderte Einspritzmuster, wie beispielsweise einer Mehrfacheinspritzung in den Kompressionshub nahe des oberen Totpunktes (OT), der sichere Motorstart realisiert wird. Ein klassischer Homogenstart mit Anfettung ist bei tiefen Temperaturen ohne zusätzliche Heizmaßnahmen nicht zielführend.

Um den Schwierigkeiten beim Kaltstart unter widrigen Bedingungen zu begegnen, existiert eine Reihe von Ansätzen, die Verdampfung des Alkoholkraftstoffs und damit einen sicheren Motorstart zu gewährleisten. Diese Maßnahmen reichen von extern beheizten Motorblöcken oder Ansaugstrecken über beheizbare Einspritzventile und Kraftstoffrails bis hin zu separaten Tanksystemen, über die leicht entflammbare Benzinkraftstoffe beim Startvorgang eingespritzt werden können und die dann später bei betriebswarmen Motor abgeschaltet werden. Des Weiteren können Funktionen in der elektronischen Motorsteuerung vorgesehen werden, die in Abhängigkeit vom vorliegenden Alkoholgehalt im Kraftstoff die optimale Betriebsstrategie für die Füllung, Einspritzung, und Zündung auswählen [60, 81].

Die hohe Verdampfungsenthalpie, die neben dem Siede- und dem Dampfdruckverhalten für die Kaltstartprobleme verantwortlich zeichnet (vgl. Tabelle 2.5), spielt auch bei der Gemischbildung im normalen Motorbetrieb eine entscheidende Rolle. So wird eine beobachtete Beeinflussung der Form des Kraftstoffsprays und einer damit einhergehenden leichten Veränderung der Gemischaufbereitung auf die Verdampfungsenthalpie und das Siedeverhalten des untersuchten Kraftstoffs E85 zurückgeführt [19]. Auswirkung auf die ganzheitliche Gemischbildung werden jedoch nicht festgestellt. Die Ergebnisse in [141] legen dar, dass Ethanol und Butanol (hier: iso-Butanol) eine etwas längere Verdampfungsphase aufzeigen als der Vergleichskraftstoff iso-Octan. Dies wird auf die erhöhte Verdampfungsenthalpie, sowie beim Butanol auf dessen erhöhte Viskosität zurückgeführt. Letztgenannte Stoffeigenschaft schränkt die Vorgänge der Dispersion und der Diffusion während des Verdampfungsprozesses ein.

In Untersuchungen zur Penetration des Kraftstoffsprays in den Brennraum werden ähnliche Eindringtiefen für die in dieser Arbeit im Fokus stehenden Kraftstoffe Benzin, Ethanol und n-Butanol bei Variation der Randbedingungen gezeigt [10]. Auch die Strahlgeschwindigkeiten sind weitestgehend gleich, wobei die Alkohole minimal geringere Geschwindigkeiten vorweisen. Ein Einfluss auf die Verbrennung wird hier ebenso wenig erwartet wie in der Diskussion der Ergebnisse in [102], wo mittels Phasen Doppler Interferometrie ein etwas größerer mittlerer Sauter-Durchmesser bei den Kraftstofftropfen des Ethanols gegenüber denen von Benzin festgestellt wird.

Die erhöhte Verdampfungsenthalpie der Alkoholkraftstoffe bringt jedoch auch Vorteile mit sich. Da ein Großteil der Verdampfungsenthalpie zur Ladungskühlung nutzbar ist, kommt es zu einer deutlichen Absenkung der Kompressionsendtemperatur. So werden Unterschiede von bis zu  $\Delta T = 50 \text{ K}$  gegenüber dem Betrieb mit Benzin beobachtet [19, 23]. Solch starke Änderungen in der Kompressionsendtemperatur können bei Motoren mit SRE nicht festgestellt werden [85]. Durch den positiven Effekt der Ladungskühlung bei Direkteinspritzung von Alkoholkraftstoffen kommt es zu einer verbesserten Füllung und reduzierten Wärmeverlusten [102, 112]. Letztgenanntes Phänomen kann in abgeschwächter Form auch bei SRE beobachtet werden [112]. Die Wärmeverluste werden zudem durch die größere Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte verringert, was eine Steigerung im thermischen Wirkungsgrad zur Folge hat [23].

Als Hauptursache für die festgestellten Wirkungsgradsteigerungen ist jedoch die verminderte Klopfneigung der Alkoholkraftstoffe zu nennen. So ist je nach Auslegung des Brennverfahrens durch Optimierung des Zündzeitpunktes eine Steigerung im Wirkungsgrad auf Werte knapp unter  $\eta = 40 \%$  realistisch [23, 28, 85, 112, 136, 160]. Durch die Möglichkeit, dank der Klopfresistenz das Verdichtungsverhältnis anzuheben, ergeben sich weitere Steigerungspotenziale des Wirkungsgrads im gesamten Lastbereich [21], die in steigendem Maße von der Spitzendruckfähigkeit des Motors abhängen [28, 136, 145, 159]. Als maximal mögliche Verdichtungsverhältnisse werden bspw. für den in der Veröffentlichung beschriebenen Versuchsträger für Benzin  $\epsilon = 8,5$ , für n-Butanol  $\epsilon = 10,0$  und für Ethanol  $\epsilon = 13,5$  angegeben [149].

Die Kombination aus hoher Klopfestigkeit und hoher Verdampfungsenthalpie der Alkohole mit einhergehender Ladungskühlung ermöglicht einen stöchiometrischen Motorbetrieb im gesamten Kennfeld und vermeidet den Anfettungsbedarf aus Bauteilschutzgründen [18, 136]. So sind diese alternativen Kraftstoffe in Verbindung mit ihrer hohen Oktanzahl bzw. ihrer höheren Klopfestigkeit gegenüber konventionellem Superkraftstoff insbesondere für den Einsatz in turboaufgeladenen, direkteinspritzenden Ottomotoren prädestiniert. Durch eine bessere Abmagerfähigkeit kann der Schichtbetrieb im Motorkennfeld ausgeweitet werden, was zu einem günstigerem Kraftstoffverbrauchs-niveau beiträgt [118, 160]. Die Abmagerfähigkeit führt zudem zu einer erhöhten Restgasverträglichkeit des Motors bei Betrieb mit Ethanol [18]. Je nach Auslegung des Brennverfahrens kann das hier beschriebene Abmagerungspotenzial jedoch auch ausbleiben [149].

Auch in Teillast wird eine Steigerung des Wirkungsgrads beobachtet, die jedoch vom geringeren Heizwert des Alkohols gegenüber Benzin aufgezehrt wird und folglich in einem volumetrischen Mehrverbrauch im Testzyklus resultiert [27, 112]. Da der Mo-

tor in der Teillast fernab der klopfkritischen Bereiche des Kennfelds betrieben wird, resultiert die bessere Verbrennung neben den, wie bereits erläutert, geringeren Wandwärmeverlusten aus einer schnelleren Flammengeschwindigkeit bei der Verbrennung von Alkoholen [102, 112].

Untersuchungen zur Entwicklung der Flammenfläche zeigen eine ähnliche Verbrennung von n-Butanol wie iso-Octan [141] bzw. wie Benzin [139]. Die Verbrennung von Ethanol setzt nach einem leicht längeren Zündverzug ein. Die Flamme breitet sich im Anschluss aber schneller aus, als es bei Benzin der Fall ist. Diese Beobachtung korreliert gut mit den laminaren Flammengeschwindigkeiten der Kraftstoffe (vgl. Tabelle 2.7). So lässt sich in zahlreichen Untersuchungen eine kürzere Brenndauer bei Verwendung von Alkoholkraftstoffen feststellen [9, 118, 160]. In anderen Veröffentlichungen wird indes ein kürzerer Zündverzug bei Ethanol beobachtet, dem dann eine verglichen mit Benzin ähnliche bis schnellere Umsetzung des Kraftstoffs folgt [23, 71, 141]. In einer weiteren Veröffentlichung werden keine Unterschiede in der Brenngeschwindigkeit festgestellt [85]. Diese gegenteiligen Angaben in der Literatur lassen sehr geringe Unterschiede bzw. stark von den Randbedingungen abhängende Ergebnisse der Verbrennungsuntersuchungen erwarten, die Inhalt der vorliegenden Arbeit sind.

Die Neigung zur Vorentflammung, die bei aufgeladenen Ottomotoren auftreten kann, nimmt mit steigendem Ethanolgehalt des Kraftstoffs deutlich ab. Bei interner Gemischbildung mit ausgeprägter Verdampfungskühlung werden ethanolhaltige Kraftstoffe im Vorentflammungsverhalten deutlich günstiger beeinflusst als konventionelle Kraftstoffe wie Benzin [8]. Dazu trägt auch die gesteigerte Klopfestigkeit des Kraftstoff an sich bei [56].

Bei Betrachtung der Glühzündungsneigung herrscht indes Uneinigkeit in der Literatur. Während zunächst Übereinstimmung darüber herrscht, dass schon ab einer Zuzmischung von  $\varphi = 20\%$  unterschiedlicher alternativer Komponenten eine verbesserte Glühzündungsresistenz als bei herkömmlichem Benzin [56] festgestellt werden kann, gibt es unterschiedliche Meinungsbilder zu höheren Anteilen der Alkohole im Kraftstoff. Während die einen selbst für kritische Ladedruckniveaus ab  $\varphi \geq 85\%$  Ethanolanteil keine Glühzündungsneigung mehr feststellen [8], bemerken andere, dass sich bei sehr hohen Ethanolbeimischungen (E85 und E100) die Glühzündungsresistenz wieder verschlechtert, was auf die geringe erforderliche Zündenergie zurückgeführt wird [56].

Die veröffentlichten Untersuchungsergebnisse legen nahe, dass eine bedarfsgerechte Zudosierung von klopfestem Alkoholkraftstoff über ein zweites Einspritzsystem vorteilhaft sein kann. In der Volllast kann bspw. die hohe Verdampfungsenthalpie der

Alkohole zielgerichtet zur Kühlung der Zylinderladung eingesetzt werden. Die hohen Oktanzahlen sorgen für die gewünschte Klopfestigkeit, insbesondere nach Anhebung des Verdichtungsverhältnisses [31, 145, 159]. In Kennfeldbereichen, wo eine hohe Klopfestigkeit nicht unbedingt erforderlich ist und wo der Verbrauch bei Verwendung von Alkoholkraftstoffen ansteigt, wird der Anteil an klopfestem Kraftstoff reduziert [164]. So besteht beim Ansatz des Betriebes zweier unabhängiger Einspritzsysteme die Chance, das für einen maximale Ausbeute an Wirkungsgrad bei gleichzeitig minimalen Emissionen nötige Verhältnis zwischen konventionellem Benzin und Alkoholkraftstoff bedarfsgerecht einzustellen.

Die Betrachtung resultierender Emissionen setzt immer eine kritische Bewertung des ganzheitlichen Ansatzes vom Brennverfahren voraus. Je nach Spraytargeting oder Applikation können ganz unterschiedliche Verhältnisse der Emissionsniveaus geschaffen werden. Während Motor A im Vergleich von verschiedenen Kraftstoffen keine Unterschiede erkennen lässt, sind bei Motor B deutliche Veränderungen im Betrieb mit dem einen gegenüber dem anderen Kraftstoff auszumachen. Nachfolgend wird versucht, ein allgemeines Bild darzustellen, welches gültige Trends im Emissionsverhalten aus der Wahl des verwendeten Kraftstoffs erkennen lässt.

Während zahlreiche Quellen bei Einsatz von Ethanol oder ethanolhaltigen Kraftstoffblends eine Reduktion der HC-Emissionen gegenüber dem Einsatz von Superkraftstoff feststellen [18, 19, 21, 71, 84, 100, 112, 118, 147], wird in einem Fall auch von einem Anstieg bei Volllast berichtet [125]. Die mehrheitlich beobachtete Abnahme der HC-Emissionen wird darin begründet, dass Ethanol weniger schwerflüchtige Komponenten hat als Benzin. Der im Einzelfall festgestellte Anstieg wird auf die erhöhten Einspritzmenge zur Kompensation des Heizwertunterschieds zwischen Ethanol und Benzin zurückgeführt, wodurch es zu einer Sättigung der Zylinderladung kommt. Die Konsequenzen sind eine schlechtere Gemischaufbereitung und eine unvollständige Verbrennung. In einer weiteren Veröffentlichung wird von einem Versuchsträger berichtet, der in allen untersuchten Betriebspunkten mehr HC emittierte, sobald n-Butanol als Kraftstoff zum Einsatz kam [21, 149].

Auch bei den CO-Emissionen wird mit Ethanolkraftstoff eine Reduktion gegenüber Benzin festgestellt [71, 100, 118]. Durch die generell niedrigeren Verbrennungstemperaturen infolge der Ladungskühlung sinken die NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Einsatz von Alkoholkraftstoffen [18, 19, 71, 85, 100, 112, 147, 149].

Allgemein wird eine signifikante Verringerung der Rußemissionen festgestellt, die auf den Sauerstoffanteil im Kraftstoff zurückgeführt wird [18, 19, 71, 159]. Die Partikelgrö-

ßenverteilung zeigt den gleichen Trend für Ethanol und Benzin, sodass von ähnlichen Bildungsmechanismen der Rußpartikel ausgegangen wird. Allerdings nimmt die Partikelanzahlkonzentration im Akkumulations-Mode bei Ethanol gegenüber Benzin ab, während die Konzentration im Nukleations-Mode ansteigt. Diese Verschiebung in der Partikelanzahlkonzentration wird mit der geringeren molaren Masse und dem höheren Sauerstoffgehalt des Alkohols begründet [75, 125]. Bei n-Butanol kann es bei hoher Last zu einem Anstieg der Rußemissionen kommen, der Folge einer unzureichenden Gemischbildung ist [149].

Aus den aktuellen Trends in der Motorenentwicklung sowie zukünftigen Kraftstoffszenarien, die in diesem Kapitel vorgestellt wurden, lässt sich schlussfolgern, dass Alkohol im Allgemeinen und Ethanol sowie n-Butanol im Speziellen das Potenzial besitzen, als Kraftstoffalternative bereitzustehen und den Übergang vom Zeitalter des Erdöls in das der Elektromobilität in einer tragenden Rolle zu begleiten. Aufgrund nachwachsender Rohstoffquellen für die Produktion dieser beiden Alkohole ist ein großes CO<sub>2</sub>-Minderungspotenzial vorhanden. Da die Stoffeigenschaften denen von konventionellem Kraftstoff weitestgehend ähnlich sind, bedarf es nur wenigen Änderungen in der bestehenden Distributionsinfrastruktur. Während Well-to-Tank-Studien den Fokus auf den Bereitstellungsaufwand der einzelnen Kraftstoffe richten, soll in den nachfolgenden Kapiteln der Einsatz der Alkohole im Verbrennungsmotor untersucht werden. Anders als in den veröffentlichten Studien, die meist nur einen Teilaspekt des motorischen Prozesses behandeln, ist die Zielrichtung dieser Arbeit eine ganzheitliche Betrachtung der verbrennungsmotorischen Wirkkette, die vergleichend für ausgewählte Kraftstoffe durchgeführt wird.

## 3 Versuchsträger und Messtechnik

In diesem Kapitel werden die untersuchten Kraftstoffe und die verwendeten Versuchsträger nebst angewandter Messtechnik beschrieben. Nachdem die wichtigsten Stoffeigenschaften sowie die Herstellung der Alkohole im Allgemeinen in Kapitel 2 beschrieben sind, folgt im ersten Teil dieses Kapitels neben der Erläuterung, warum zwei Benzinkraftstoffe verwendet werden, die Auswahl der geeignet erscheinenden Alternativkraftstoffe sowie die Begründung für selbige. Anschließend werden die Versuchsträger beschrieben, welche zur Bewertung des Einsatzes von Alkoholen in modernen Ottomotoren herangezogen werden. Im abschließenden Teil des Kapitels wird die eingesetzte Messtechnik erläutert. Hier liegt der Fokus auf der Beschreibung der eingesetzten optischen Messtechniken und ihrer Arbeitsweise.

### 3.1 Kraftstoffe

Bei den Untersuchungen kommen insgesamt vier verschiedene Kraftstoffe zum Einsatz - zwei konventionelle Ottokraftstoffe auf fossiler Basis in Super-Qualität sowie zwei Alkohole. Bei den Super-Kraftstoffen handelt es sich um einen spezifizierten Referenzkraftstoff für die thermodynamischen Untersuchungen sowie um einen aromatenarmen Super-Kraftstoff aus dem Bereich mobiler Off-Highway-Anwendungen, der bei den Gemischbildungsuntersuchungen verwendet wird. Bei der Festlegung auf die zu untersuchenden Alkohole fällt die Wahl auf Ethanol und n-Butanol.

**Super-Kraftstoff** Für sämtliche Untersuchungen im gefeuerten Betrieb wird auf einen zertifizierten Referenzkraftstoff mit der Bezeichnung CEC RF-08-A-85 zurückgegriffen. Die Anforderungen an diesen Kraftstoff wurden 1985 vom Coordinating European Council (CEC) in entsprechender Spezifikation festgelegt [94]. Obwohl die enge Vorgabe mittlerweile überholt ist, entspricht der Kraftstoff in allen Spezifikationen der für Deutschland gültigen Norm DIN EN 228 und ihren erforderlichen Kriterien für

Kraftstoff der Super-Qualität. Obwohl laut Spezifikationsvorgabe beispielsweise ein maximaler Schwefelanteil von  $\omega = 400$  ppm zulässig ist, wird dieser in der verwendeten Charge nicht erreicht und bleibt in den Grenzen der DIN EN 228. Durch die engen Vorgaben ist eine europaweite Vergleichbarkeit gegeben. Eine Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse ist selbst mit verschiedenen Chargen gewährleistet. Die Verdampfungseigenschaften liegen zwischen einem Sommer- und einem Winterkraftstoff. Additive und sauerstoffhaltige Komponenten sind nicht zugesetzt. In Bezug auf die vorliegende Arbeit ist das letztgenannte Merkmal zugleich das entscheidende für die Wahl des CEC-Kraftstoffs. Heutigem Superkraftstoff darf gemäß DIN EN 228 bis zu  $\varphi = 10\%$  Ethanol biogenen Ursprungs hinzugefügt werden [37]. Dieser maximal mögliche Wert wird jedoch nicht immer ausgereizt und unterliegt gewissen Schwankungen, wie jährlich stattfindende Stichproben zeigen [140]. Um eine saubere Referenz für die Untersuchungen zu gewährleisten, mittels derer auch etwaige Effekte auf die zu untersuchenden Alkohole zurückgeführt werden können, wird daher ein gänzlich alkoholfreier Kraftstoff verwendet.

Um die Anforderungen der optischen Messtechnik zu erfüllen (vgl. Abschnitt 3.2.6), wird auf einen aromatenarmen Kraftstoff zurückgegriffen, der unter dem Markennamen „Oecokraft 4T“ vertrieben wird. Handelsübliche Ottokraftstoffe sind Mehrkomponentenkraftstoffe, die teilweise einen sehr hohen Aromatenanteil vorweisen. Aufgrund der daraus resultierenden hohen Eigenfluoreszenz sind sie jedoch für Fluoreszenzuntersuchungen nicht geeignet. Der Aromatenanteil von „Oecokraft 4T“ hingegen beträgt lediglich ca.  $\omega \approx 2,1\%$ . Die spektralen Eigenschaften des Kraftstoffs wurden in [54] untersucht und der Kraftstoff für den Einsatz bei Anwendung von Fluoreszenzmesstechniken als geeignet befunden. Ein weiteres wichtiges Merkmal ist die nahezu vollständige Abbildung des Siedeverlaufs von konventionellem Super-Kraftstoff im Bereich der schnell siedenden Komponenten. Bei sonst üblichen Ersatzkraftstoffen handelt es sich meist um Einkomponentenkraftstoffe wie beispielsweise iso-Octan. Diese Ersatzkraftstoffe können jedoch nur einen Siedepunkt aufweisen und stellen somit stets einen Kompromiss dar, der bei Anwendung optischer Messtechniken eingegangen wird.

Zur Vereinfachung wird im Folgenden nur noch von Benzin gesprochen, wobei jedoch immer Kraftstoff in Super-Qualität gemäß DIN EN 228 gemeint ist. Dies beinhaltet sowohl den für die Untersuchungen zur Gemischbildung verwendeten „Oecokraft 4T“ als auch den Referenzkraftstoff CEC RF-08-A-85, der für alle Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen eingesetzt wird und keinen Bioanteil hat.



**Alkohole** Um die Vorgaben der Gesetzgebung in Bezug auf die Erhöhung des Anteils erneuerbarer Energien am Gesamtenergieverbrauch zu erfüllen [5], wird Ethanol bereits in vielen Märkten, so auch in Deutschland, als Blendkomponente für Benzin verwendet. Brasilien hat im Zuge seiner in den 70er Jahren des letzten Jahrhunderts ins Leben gerufenen Strategie, die Abhängigkeit von fossilen Energiequellen zu reduzieren, verstärkt Ethanol als Blendkomponente („Gasohol“ - Benzin mit einem Ethanolanteil von  $\varphi = 20 \dots 25 \%$ ) und als reinen Kraftstoff im Markt etabliert [80, 146]. Während in Brasilien das erhältliche Ethanol einen Wasseranteil von bis zu  $\omega = 5 \%$  vorweisen darf, ist dieser in Europa bei Nutzung des Alkohols als Blendkomponente für Benzin begrenzt. Dies gilt auch für die anderen Weltmärkte. In Deutschland und Europa liegt dieser Grenzwert bei  $\omega = 0,3 \%$  [36]. Es handelt sich hierbei also um dehydriertes, reines Ethanol (vgl. Abbildung 2.13).

Um mögliche Einflüsse von Zusätzen (insbesondere durch Vergällungstoffe) auf das Messsignal der optischen Messtechnik zu verhindern, wird im Zuge der Gemischbildungsuntersuchungen reines, unvergälltes Ethanol verwendet. Bei den thermodynamischen Untersuchungen hingegen kommt vergälltes Ethanol zum Einsatz. Diesem Kraftstoff sind ca.  $\omega \approx 1 \%$  Methylethylketon (MEK) zugesetzt. In beiden Fällen handelt es sich jedoch um dehydriertes Ethanol mit einem Wasseranteil unter  $\omega < 0,1 \%$ .

Eine interessante Alternative zum Ethanol stellt n-Butanol dar, da es im Gegensatz zu Ethanol nicht hygroskopisch ist. Somit besteht weder die Gefahr einer Phasenbildung bei Wassereintrag, noch besteht ein größeres Korrosionsrisiko für metallische Bauteile des Kraftstoffsystems. Der höhere Energiegehalt (vgl. Tabelle A.1) schafft eine günstigere Ausgangslage bei der Herausforderung, eine schnelle Marktakzeptanz zu erreichen, welches bei volumetrischem Mehrverbrauch prinzipiell schwierig sein kann. Bislang ist die Herstellung noch recht kostenintensiv, doch sind in den letzten Jahren Anstrengungen unternommen worden, die Produktion des Kraftstoffs auszubauen und den Ertrag aus erneuerbaren Quellen zu steigern (vgl. Abschnitt 2.3.2). Ob sich die gegenüber Benzin mehr als sechsfach höhere Viskosität als Nachteil bei der Benzindirekteinspritzung herausstellt, soll unter anderem in dieser Arbeit geklärt werden.

Alle verwendeten Kraftstoffe sind sowohl mit den physikalisch-chemischen als auch mit ihren verbrennungsrelevanten Eigenschaften in Unterkapitel A des Anhangs tabellarisch aufgeführt (siehe Tabelle A.1).

## 3.2 Versuchsträger und Messtechnik

Zur Bewertung des Einsatz von Alkoholen kommen im Rahmen der Untersuchungen die unterschiedlichsten Messtechniken und Versuchsträger zum Einsatz. Nachfolgend werden die entlang der Prozesskette eingesetzten Werkzeuge vorgestellt. Neben einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator und einer Druckkammer zur Bewertung des Einspritzverhaltens werden zwei Einzylinderaggregate verwendet. Der Einzylindermotor eignet sich aufgrund seiner Flexibilität im Luftpfad hervorragend für grundlegende Untersuchungen, da Parameter wie Ladedruck oder Ladelufttemperatur frei eingestellt werden können. Um Gemischbildungsvorgänge besser verstehen zu können, bietet sich der Einsatz optischer Messtechnik an. Diese findet in dieser Arbeit unter anderem an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor Anwendung. Bauteilbedingte Einschränkungen im Betrieb des Transparentmotors und resultierende Besonderheiten, die bei der Interpretation und insbesondere beim Transfer der Ergebnisse auf die „klassische“ Welt des thermodynamischen Motorbetriebs zu berücksichtigen sind, werden erläutert. Das Kapitel 3 schließt mit der Vorstellung der eingesetzten Messtechniken, wobei der Fokus auf die Vertreter der optischen Methoden und die Ergebnisse notwendiger Voruntersuchungen gerichtet ist.

### 3.2.1 Hydraulischer Druckanstiegsanalysator

In der Injektorentwicklung hat sich zur genauen Bestimmung der Einspritzmenge der sogenannte Einspritzmengenindikator (EMI) bewährt [77]. Bei diesem Messprinzip wird ein Kolben in einer mit dem Prüfmedium gefüllten Messkammer durch die Einspritzung verdrängt. Der Hub dieses Kolbens wird von einer induktiven Wegmesseinrichtung erfasst. Die eingespritzte Masse  $m$  lässt sich aus den bekannten Größen nach Gleichung 3.1 bestimmen:

$$m(\rho, s) = \rho(T, p) \cdot s \cdot A \quad (3.1)$$

Die Dichte des Kraftstoffs  $\rho$  ist von der Temperatur  $T$  und dem in der Messkammer herrschenden Gegendruck  $p$  abhängig. Der Hub  $s$  des Kolbens, der die Fläche  $A$  aufweist, wird sensorisch erfasst. Aufgrund der dynamischen Eigenschaften des Messkolbens und den damit verbundenen störenden Eigenschwingungen des Feder-Masse-Systems ist eine zeitlich hochaufgelöste Analyse des Einspritzverlaufs nur bedingt möglich. Aus diesem Grund wurde der hydraulische Druckanstiegsanalysator (HDA)

entwickelt, der eine gleichzeitige Ermittlung von Einspritzmasse und Einspritzverlauf ermöglicht. In dieser Arbeit wird mittels des HDA das Einspritzverhalten der gängigen Einspritzventilkonzepte der BDE bei Verwendung von Alkoholen untersucht und bewertet. Nachfolgend wird das Messprinzip des HDA kurz erläutert.

Beim hydraulischen Druckanstiegsverfahren wird mit dem zu untersuchenden Einspritzventil in eine Messkammer eingespritzt, die bereits mit Prüfmedium gefüllt ist. Aus dem mittels Sensor gemessenen Druckanstieg in der Messkammer kann die eingespritzte Menge bestimmt werden. Die zeitliche Änderung des Druckanstiegs liefert die Einspritzrate. Im Unterschied zum EMI-Messprinzip wird das Messvolumen jedoch konstant gehalten. Der eingespritzte Kraftstoff wird über ein Absteuerventil aus der Kammer geführt. Die Eigenfrequenzen der Druckschwingungen, die durch den Einspritzimpuls und die Bewegung der Injektornadel hervorgerufen werden, sind stark von den geometrischen Abmessungen der Messkammer abhängig. Auch der Kompressionsmodul des Prüfmediums in der Messkammer beeinflusst die Güte des Messergebnisses. Daher wird beim HDA ein Ultraschallwandler zur simultanen Messung der Schallgeschwindigkeit eingesetzt. Dieser Wandler ermöglicht die zusätzliche Messung der momentanen Schallgeschwindigkeit innerhalb eines Messzyklus. Diese druckabhängige Stoffeigenschaft der Flüssigkeit ersetzt dabei die Dichte und den Kompressionsmodul und ermöglicht die Bestimmung von Einspritzmenge und Einspritzrate mit hoher Genauigkeit. Durch das Einspritzen einer Kraftstoffmenge  $m$  resultiert bei konstantem Volumen  $V$  eine Änderung der Dichte des Prüfmediums  $\rho$  gemäß Gleichung 3.2:

$$\Delta\rho = \frac{\Delta m}{V} \quad (3.2)$$

Aus der akustischen Theorie ergibt sich der in Gleichung 3.3 dargestellte Zusammenhang zwischen der Dichteänderung  $\Delta\rho$ , dem Druckanstieg  $\Delta p$  und der druckabhängigen Schallgeschwindigkeit  $c_s(p)$ :

$$\Delta\rho = \Delta p \cdot \frac{1}{[c_s(p)]^2} \quad (3.3)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 3.3 in Gleichung 3.2 und Auflösen nach der gesuchten Einspritzmasse  $m$  ergibt sich nach Integrieren Gleichung 3.4:

$$m = V \cdot \int_{p_{\text{Start}}}^{p_{\text{Ende}}} \frac{1}{[c_s(p)]^2} dp \quad (3.4)$$

Durch die zeitliche Ableitung der Gleichung 3.4 erhält man den gesuchten Einspritzverlauf, der durch Gleichung 3.5 ausgedrückt wird:

$$\frac{dm(t)}{dt} = \frac{d}{dt} V \cdot \int_{p_{\text{Start}}}^{p_{\text{Ende}}} \frac{1}{[c_s(p)]^2} dp \quad (3.5)$$

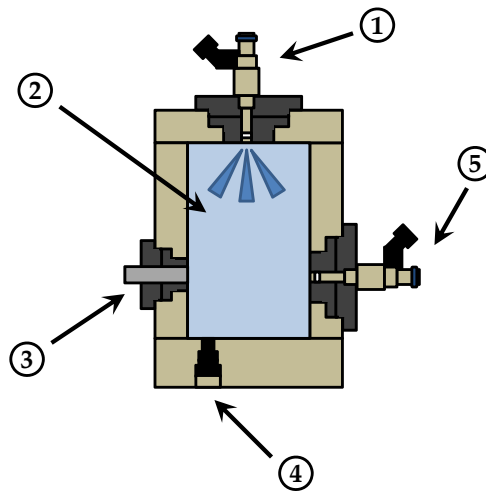
Die Schallgeschwindigkeit  $c_s$  wird mit Hilfe eines Ultraschallwandlers bestimmt. Dieser Wandler kann sowohl Schallsignale aussenden, als auch das zugehörige Echo empfangen. Aus der Laufzeit  $t_L$  zwischen dem Aussenden des Signals und Empfangen des Echos kann so die Schallgeschwindigkeit ermittelt werden:

$$c_s = 2s/t_L \quad (3.6)$$

Abbildung 3.1 zeigt schematisch den Aufbau des HDA. Der zu prüfende Injektor (①) wird zentrisch auf dem Verschlussdeckel der mit dem Prüfmedium vollständig gefüllten Messkammer (②) verspannt. Während des Einspritzvorgangs detektiert ein Drucksensor (③) den resultierenden Druckanstieg. Der auf dem Boden der Messkammer angeordnete Ultraschallwandler (④) sendet Ultraschallwellen aus. Aus dem detektierten Echo und der resultierenden Laufzeit kann so auf die Dichte des Mediums in der Messkammer geschlossen werden. Über das Absteuerventil (⑤), welches am eingesetzten Analysator ein handelsübliches Hochdruckeinspritzventil ist, wird nach erfolgter Einspritzung die ursprüngliche Menge Prüfmedium in der Messkammer wieder hergestellt.

### 3.2.2 Druckkammer

Die Untersuchungen zur Charakterisierung der geometrischen Spraygrößen, deren Ergebnisse in Unterkapitel 4.2 vorgestellt werden, werden an einer beheizbaren Druckkammer durchgeführt. Die Einspritzkammer verfügt über drei jeweils um 90° zu einander versetzte optische Zugänge senkrecht zur Injektorachse. Die Fenster sind aus Suprasil, einem synthetischen Quarzglas. Das Material zeichnet sich durch eine geringe Absorption des verwendeten Laserlichts aus. So wird gewährleistet, dass die zu



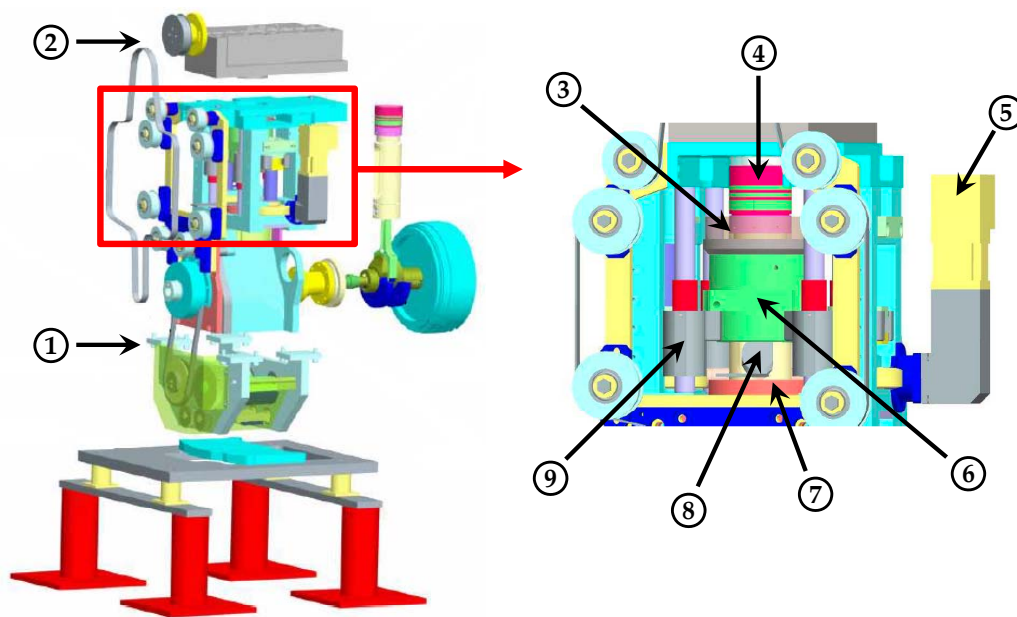
**Abbildung 3.1:** Schematischer Versuchsaufbau des HDA

untersuchenden Kraftstoffsprays mit einer ausreichend hohen Lichtintensität ausgeleuchtet werden. Die großflächigen Fenster ermöglichen die erforderliche gleichmäßige und homogene Ausleuchtung des Sprays und gestatten eine umfassende Sicht in die Einspritzkammer. Das Kraftstoffspray lässt sich dank der optischen Zugänge in einer Fläche von ca.  $85 \times 85$  mm erfassen und analysieren.

Die Injektorfassung besteht aus Messing und wird über einen separaten Ölkreislauf temperiert. Über die Temperatur dieses Ölkreislaufs kann die gewünschte Kraftstofftemperatur im Injektor eingestellt werden. Während der Versuche wird die Kammer kontinuierlich mit Stickstoff gespült. Ein Spülstrom von  $12 \text{ m}^3/\text{h}$  verhindert die Verschmutzung der Kammerfenster durch Kraftstoff und Tracer. Leitbleche im Einlass- und Auslassbereich sorgen dafür, dass die Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich des zu beobachtenden Sprays unter  $0,1 \text{ m/s}$  bleiben [14]. Da bei der Direkteinspritzung während des betrachteten Zeitraums die typischen Einspritzgeschwindigkeiten im Bereich von  $120 \dots 160 \text{ m/s}$  liegen, gibt es keine relevante Beeinflussung des Kraftstoffsprays durch den Spülstrom. Die Kammer wird durch den Stickstoff auf die gewünschte Temperatur gebracht. Heizstäbe in einem Beruhigungsbehälter im Vorlauf übernehmen die Aufgabe der Stickstofftemperierung. Durch entsprechende Ventile in den Zulaufleitungen des Stickstoffs wird der Druck in der Kammer eingestellt. So lassen sich Betriebsbedingungen bis zu einer Temperatur von  $T = 250^\circ \text{C}$  und einem Druck von  $p = 25 \text{ bar}$  einstellen.

### 3.2.3 Transparentmotor

Die Gemischbildungsuntersuchungen unter den instationären Bedingungen des motorischen Betriebs (vgl. Unterkapitel 4.3) werden, wie auch die Untersuchungen zur Flammenausbreitung (vgl. Unterkapitel 5.2), an einem optisch zugänglichen Einzylinderomotor durchgeführt. Das Grundmodul wie auch der optische Teil des Versuchsträgers sind Eigenkonstruktionen aus dem Hause Bosch und wurden bereits mehrfach in Veröffentlichungen beschrieben (vgl. [66, 68, 108, 114]). Abbildung 3.2 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Versuchsträgers im CAD-Modell:

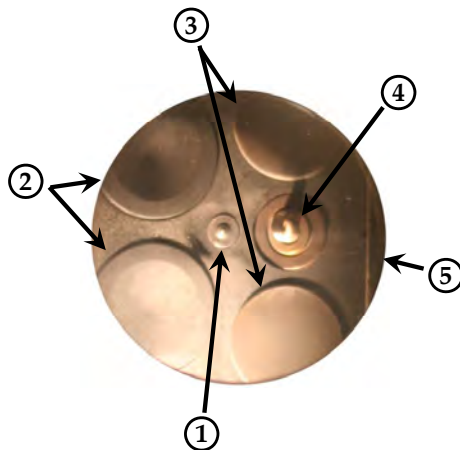


**Abbildung 3.2:** Prinzipieller Aufbau des eingesetzten Transparentmotors im CAD-Modell (nach [114])

Das Grundaggregat (①) ist mit zwei Ausgleichswellen zur Reduzierung der rotierenden und oszillierenden Kräfte versehen. Der Zylinderkopf (②) entspricht der Einzylinderversion eines 4-Zylinder-Ottomotors der Daimler AG vom Typ M271. Der für ein strahlgeführtes Brennverfahren ausgelegte Zylinderkopf verfügt über je zwei Ein- und Auslassventile und sitzt auf einer Platte, die den Übergang zum optischen Teil des Aggregates bildet. Der Motor verfügt über drei optische Zugänge zum Brennraum. Ein Quarzglasring aus Suprasil (③) mit integriertem Giebelfenster ermöglicht von zwei Seiten den Blick in den Brennraum bis unter das Brennraumdach. Der Glasring stellt die Verbindung zwischen Zylinderkopfdichtung und Laufbuchse (⑥) her. Ein Elektromotor (⑤) ermöglicht das Absenken der Laufbuchse über eine Traversiermechanik (⑨). So kann der Glasring einfach entnommen werden, und der Zugriff auf die optischen Bauteile wird ermöglicht. Dank des einfachen Zugangs und somit leichter Reinigung

können stets reproduzierbare optische Bedingungen geschaffen werden. Eine Absaugvorrichtung an der unteren Laufbuchse (⑦) verhindert das Austreten von Ölnebel aus dem Kurbelgehäuse. Über einen Spiegel (⑧) und einen Glaseinsatz im Flachkolben (④) ist der dritte optische Zugang zum Brennraum realisiert. Durch den Kolbenboden ist eine Kreisfläche mit einem Durchmesser von ca.  $d \approx 55 \text{ mm}$  im gemischbildungsrelevanten Bereich des Brennraums einsehbar.

In Abbildung 3.3 ist der durch den Glaseinsatz im Kolbenboden sichtbare Bereich des Brennraumdachs bei einer Kolbenstellung nahe OT zu sehen. Links von dem zentral angeordneten Injektor (①) sieht man die beiden Einlassventile (②). Rechts im Bild befindet sich zwischen den beiden Auslassventilen (③) die Zündkerze (④). Am rechten Bildrand ist zudem der Quetschspalt (⑤) zu erkennen.



**Abbildung 3.3:** Ansicht Brennraumdach durch Kolbenglas

Die Regulierung der Luftzufuhr erfolgt nicht, wie beim Ottomotor üblich, über eine Drosselklappe, sondern über eine durchflussgeregelte Gasmischanlage. Da der Versuchsmotor aus Gründen des Bauteilschutzes sowie der Reinhaltung der optischen Bauteile bei Verbrennungsuntersuchungen im sogenannten „skipped fire“-Modus betrieben wird (vgl. Abschnitt 3.2.5), steht nur ein unzureichender Abgasmassenstrom zur Verfügung. Deshalb erfolgt die Versorgung mit Ladeluft über eine Gasmischanlage. Über eine in Konzentration bzw. Mischungsverhältnis beliebig einstellbare Zudosierung von Sauerstoff (O), Stickstoff (N) und  $\text{CO}_2$  kann so über die Gasmischanlage auch im „skipped fire“-Modus der Betrieb mit synthetischer Abgasrückführung (AGR) umgesetzt werden. Eine gerichtete Ladungsbewegung (Drall, Tumble) wird über eine entsprechende Maskierung des zweiflutigen Saugrohrs realisiert, das durch horizontale Leitbleche geteilt ist. Durch das Verschließen der unteren Hälfte der beiden Rohrquerschnitte wird der Strömung eine Tumblebewegung aufgeprägt. Wird hinge-

gen ein Einlasskanal des zweiflutigen Saugrohrs vollständig verschlossen, erfährt die Ladeluftströmung im Brennraum eine Drallbewegung. Neben der standardmäßigen Sensorik für Druck und Temperatur ist sowohl auf der Ansaug- als auch auf der Abgasseite eine Niederdruckindizierung vorhanden. Der Zylinderdruck wird über einen wassergekühlten piezoelektrischen Brennraumdrucksensor erfasst. Bei den Untersuchungen werden aus Gründen des Bauteilschutzes der optischen Komponenten Kühlwasser und Motoröl auf  $T = 60^\circ\text{C}$  konditioniert. Die weiteren Spezifikationen des verwendeten Versuchsträgers sind Tabelle 3.1 zu entnehmen:

**Tabelle 3.1:** Daten des Transparentmotors

<b>Arbeitsverfahren</b>			4-Takt Otto
<b>Gemischbildung</b>			BDE (strahlgeführt)
<b>Injektoreinbaulage</b>			zentral
<b>Hub</b>	s	in mm	85
<b>Bohrung</b>	d	in mm	82
<b>Hubvolumen</b>	$V_h$	in $\text{cm}^3$	449
<b>Verdichtungsverhältnis</b>	$\epsilon_{\text{geo}}$		9,9

#### 3.2.4 Einzylindermotor

Die thermodynamischen Untersuchungen zum Einfluss der ausgewählten Alkoholkraftstoffe auf die Verbrennung und resultierender Emissionen werden an einem weiteren Einzylinderaggregat durchgeführt. Der im vorherigen Abschnitt 3.2.3 beschriebene Transparentmotor ist aufgrund seiner optischen Bauteile im Betriebskennfeld auf untere Lasten limitiert (vgl. dazu auch Abschnitt 3.2.5).

Das Einzylinderaggregat auf Basis des wie auch schon beim Transparentmotor verwendeten 4-Zylinder-Ottomotors der Daimler AG vom Typ M271, verfügt auch in dieser Ausführung über eine zentrale Positionierung des Injektors im Brennraumdach. Die für die Untersuchungen bei hohen Lasten mit einem niedrigen Wärmewert ausgeführte Zündkerze ist dezentral im Brennraum zwischen den beiden Auslassventilen angeordnet. Um den durch die vorgesehene Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ansteigenden Zündspannungsbedarf decken zu können, wird eine leistungsfähige Zündspule mit einer Funkenenergie von ca.  $E_{\text{fu}} \approx 150 \text{ mJ}$  und einem Zündspannungsangebot von  $U_{\text{sek}} = 40 \text{ kV}$  verwendet.

Die Ventilsteuerung für Einlass und Auslass erfolgt über zwei obenliegende Nockenwellen. Aus den eingestellten Steuerzeiten (vgl. Abbildung B.1) resultieren Ventilhubkurven ohne Ventilüberschnitt. Mangels Phasensteller werden die Steuerzeiten in den



Untersuchungen nicht variiert. Die Verbrennungsluft wird hinsichtlich Feuchtegehalt und Temperatur durch entsprechende Haustechnik konditioniert. Die Saugrohrtemperatur  $T_S$  unmittelbar vor Einlass kann gegebenenfalls über eine elektrische Zusatzheizung auf den gewünschten Wert eingestellt werden. Das zweiflutige Saugrohr ist eine Sonderanfertigung und bietet die Aufnahmemöglichkeit für je ein Saugrohreinspritzventil pro Einlasskanal. Der Betrieb über SRE verhindert jedoch die Variation des Ladungsbewegung, da eine horizontale Unterteilung der beiden Einlasskanäle im Saugrohr aufgrund der dort positionierten Einspritzventile nicht realisiert werden kann.

Die Rate der wassergekühlten, externen AGR wird anhand paralleler  $\text{CO}_2$ -Messungen auf der Einlass- wie auf der Auslassseite bestimmt. Um das benötigte Spülgefälle für eine erfolgreiche AGR bereitstellen zu können, ist der Versuchsträger mit zwei abgasseitigen Gegendruckklappen ausgestattet. Während sich das Spülgefälle  $\Delta p$  im ange-drosselten Betrieb bei geringer Last aus der Differenz zwischen dem Druck im Saugrohr  $p_S$  und Umgebungsdruck  $p_{Umg}$  ergibt, wird es im aufgeladenen Betrieb konstant auf  $\Delta p = p_S - p_{Abg} = -100 \text{ mbar}$  eingestellt. Die für den Einzylinderbetrieb obligatorischen Beruhigungsbehälter in der Ansaugstrecke sorgen für eine weitestgehende Eliminierung von Druckwellen im Luftsystem, welche eine exakte Luftmassenmessung über die Luftpuhr beeinträchtigen könnten.

Die volumetrische Verbrauchsmessung des Kraftstoffs erfolgt über einen Verdrängerzähler der Firma AVL. Dank Konditionierung der Kraftstofftemperatur und integrierem Dichtesensor kann der gravimetrische Kraftstoffverbrauch schnell bestimmt werden. Eine von der Drehzahl des Versuchsaggregats unabhängige, weil elektrisch angetriebene Diesel-Hochdruckpumpe stellt gewünschte Einspritzdrücke, gegebenenfalls auch oberhalb des etablierten Druckniveaus der BDE, bereit. Für die Versuche im Rahmen des 2-Tank-Systems (siehe Unterkapitel 5.5) stehen für den zusätzlichen Niederdruckkreislauf der SRE eine mobile Konditioniereinheit vom Typ Julabo F25/MC sowie elektrische Kraftstoffpumpen zur Verfügung. Die Verbrauchsmessung in diesem Kraftstoffkreis erfolgt über ein Sitrans Massflo-System von Siemens, welches nach dem Prinzip der Corioliskraft funktioniert.

Zur Messung der gasförmigen Abgasbestandteile steht neben einer Messanlage der Firma AMLUK für die  $\text{CO}_2$ -Messung im Saugrohr eine Abgasmessanlage vom Typ MEXA 7100D der Firma Horiba zur Verfügung. Diese misst neben den Abgaskomponenten HC, CO,  $\text{CO}_2$  und den Stickoxiden ( $\text{NO}_x$ ) auch den Sauerstoffgehalt des Abgases. Die Rußemission wird aus der Schwärzungszahl nach Bosch ermittelt, welche von einem beheizten Rußmessgerät des Typs Smokemeter 415S der Firma AVL bestimmt wird.

Zeitpunkt  $\alpha_{\text{ASB}}$  und Dauer  $t_i$  der Direkteinspritzung sowie der Zündzeitpunkt  $\alpha_{\text{Zünd}}$  werden über ein Steuergerät mit Software auf Basis der Bosch MED 9 eingestellt. Der Raildruck, das AGR-Ventil sowie die Injektoren für die Saugrohreinspritzung werden alle über jeweils separate Ansteuereinheiten und Endstufen der Firma Genotec geregelt bzw. angesteuert. Die wichtigsten technischen Daten des Versuchsträgers sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst:

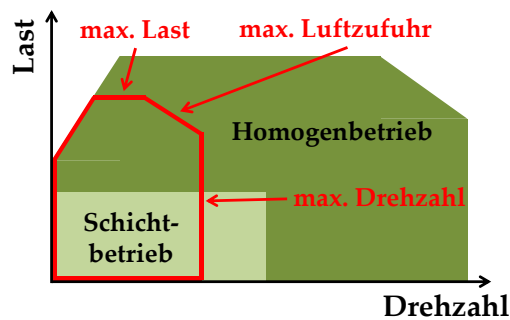
**Tabelle 3.2:** Daten des Einzylindermotors

<b>Arbeitsverfahren</b>				4-Takt Otto
<b>Gemischbildung</b>				BDE (strahlgeführt)
<b>Injektoreinbaulage</b>				SRE (Multi-Point Typ C)
<b>Hub</b>				BDE: zentral
<b>Hub</b>	s	in mm		85
<b>Bohrung</b>	d	in mm		82
<b>Hubvolumen</b>	$V_h$	in cm <sup>3</sup>		449
<b>Pleuellänge</b>		in mm		143,5
<b>Desachsierung</b>		in mm		0,6
<b>Verdichtungsverhältnis</b>	$\epsilon_{\text{geo}}$			10,5 / 12,5

#### 3.2.5 Vergleich zwischen konventionellem und optisch zugänglichem Einzylinderaggregat

Beim Einsatz von optisch zugänglichen Motoren besteht stets ein Zielkonflikt zwischen guter optischer Zugänglichkeit und Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den konventionellen Motor. Eine Verbesserung der optischen Zugänglichkeit kann durch eine Vergrößerung der optischen Komponenten erfolgen. Diese Erweiterung wird jedoch durch eine zunehmende Limitierung des Untersuchungsraumes hinsichtlich fahrbarer Betriebszustände erkauft. Durch die steigenden Beanspruchungen der Klebeverbindungen infolge der hohen Temperaturen und Drücke kann ein gefeuerter Betrieb meist nur wenige Zyklen lang und in eingeschränkten Kennfeldbereichen geringer Last und Drehzahlen durchgeführt werden. Diese Grenzen im Kennfeld sind in Abbildung 3.4 schematisch dargestellt. Auch die Interpretation von Messsignalen erfordert eine besondere Aufmerksamkeit. Im folgenden Abschnitt werden die markantesten Unterschiede zwischen den zuvor vorgestellten Aggregaten erläutert.

Durch den Einsatz von Komponenten aus Quarzglas wird wesentlich Einfluss auf den Wandwärmeübergang im Brennraum genommen. Während die Wärmeleitfähigkeit von Stahl  $\lambda = 14 \dots 58 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  und von Aluminium sogar  $\lambda = 237 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  beträgt, liegt der Wert für das bei Transparentaggregaten häufig zum Einsatz kommende



**Abbildung 3.4:** Schematische Darstellung der Grenzen des darstellbaren Kennfeldbereichs eines Transparentmotors (nach [127])

Quarzglas bei nur noch  $\lambda = 1,4 \dots 1,9 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  [32, 62]. Der stärkste Einfluss ist im Bereich des Glasbodens im Kolben gegeben, der anders als der konventionelle Kolben des thermodynamischen Motors nicht durch eine Spritzdüse mit Öl gekühlt wird. Auch der optische Zugang im Brennraumdach führt weniger Wärme ab, da dieser nicht von einem Wassermantel umgeben ist, wie beispielsweise die Laubuchse des konventionellen Verbrennungsmotors.

Da bei einer konventionellen Ölschmierung der Laubuchse die optischen Komponenten schnell verunreinigt würden, werden Transparentaggregate in diesem Bereich typischerweise mit einer sogenannten Trockenschmierung versehen. Kolbenringe aus Graphit sorgen dafür, dass sich eine dünne Graphitschicht im Bereich des Kolbenhubs auf der Laubuchse ausbildet. Allerdings dürfen die Kolbenringe den metallenen Bereich der Laubuchse nicht verlassen. Bei einem Übergang in den Bereich des Quarzglasringes kann es zum Bruch der Graphitringe kommen. Aus diesem Grund sind die Kolbenringe des Transparentmotors im Vergleich zum konventionellen Versuchsträger deutlich tiefer unterhalb der Kolbenkrone angeordnet.

Dieser Umstand führt zu einem erhöhten Feuerstegvolumen, in das während der Gemischbildung ein Teil des Luft-Kraftstoff-Gemisches eindringt und nur noch verzögert wieder entweicht bzw. nicht an der Verbrennung teilnimmt. Im Vergleich zum konventionellen Motorbetrieb sind deutlich erhöhte HC-Emissionen die Folge. Beim verwendeten Einzylindermotor für die thermodynamischen Untersuchungen beträgt die Höhe des Feuerstegs je nach eingesetzter Kolbenvariante  $h_F = 6,2 \dots 6,4 \text{ mm}$ . Der verwendete Kolben des Transparentmotors hingegen hat aus oben genannten Gründen eine Feuersteghöhe von  $h_F = 33 \text{ mm}$ .

Um die eingangs erwähnten Belastungen der optischen Komponenten auf ein Minimum zu reduzieren und auch den Reinigungsaufwand so gering wie möglich zu halten, kommt beim Transparentmotor häufig der sogenannte „skipped fire“-Modus zur

Anwendung. Dies bedeutet, dass einem gefeuerten Arbeitsspiel ein oder mehrere geschleppte Arbeitsspiele folgen. So kann beispielsweise die Bauteiltemperatur schnell unter einen für die Klebeverbindungen unkritischen Wert gebracht werden, da die Komponenten durch die ungefeuerten Arbeitsspiele immer wieder gekühlt werden. Diese Betriebsart lässt jedoch keine Aussagen über Einflüsse des internen Restgases zu. Auch mögliche Temperatureffekte müssen im entsprechenden Kontext gesondert betrachtet werden. Bei der Untersuchung von Brennraumströmungen oder Gemischbildungsvorgängen unter inerter Stickstoffatmosphäre (vgl. Erläuterungen zur laserinduzierten Fluoreszenz in Abschnitt 3.2.6) ist unter dem „skipped fire“-Modus anstelle des ausbleibenden Zündfunken ein Aussetzen der Einspritzung zu verstehen. Hier verhindert dieser Modus in erster Linie ein schnelles Verschmutzen der optischen Zugänge zum Brennraum. Daher erfolgt in der Zeit, in der die übrige Messtechnik (Lasersystem, Kameras, etc.) nicht messbereit ist, keine Einspritzung.

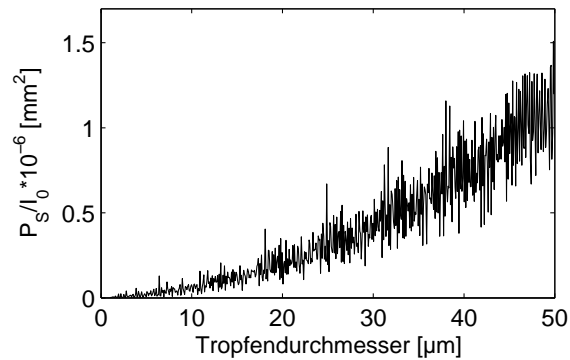
#### 3.2.6 Optische Messtechnik

Nachfolgend werden jene Verfahren der optischen Messtechnik erläutert, die in dieser Arbeit eingesetzt werden, um berührungslos und damit ohne Beeinflussung der Vorgänge von Gemischbildung und Verbrennung selbige zu visualisieren und im Anschluss bewerten zu können.

**Mie-Streulicht** Diese Messtechnik zählt, wie der Name schon nahe legt, zu den Verfahren der Streulichttechnik. Der Mie'sche Ansatz, der 1908 von Gustav Mie erstmals analytisch behandelt wurde, beschreibt die Lichtstreuung an einer Kugel in einer ebenen, monochromatischen Welle [128]. Um den Prozess mittels Mie-Theorie beschreiben zu können, muss die Kugel größer sein als die Wellenlänge des einstrahlenden Lichtes. Bei der Mie-Streuung handelt es sich um einen elastischen Streuprozess. Das bedeutet, dass das gestreute Licht die gleiche Wellenlänge besitzt wie das eingehende Licht. Diese Beziehung wird durch Gleichung 3.7 zum Ausdruck gebracht:

$$\lambda_{\text{exc}} = \lambda_{\text{em}} \quad (3.7)$$

Die Intensität des Streulichtes ist abhängig vom Teilchendurchmesser  $d$ , seinem komplexen Brechungsindex  $n_B$  sowie der Wellenlänge des eingestrahlteten Lichtes  $\lambda_{\text{exc}}$ .



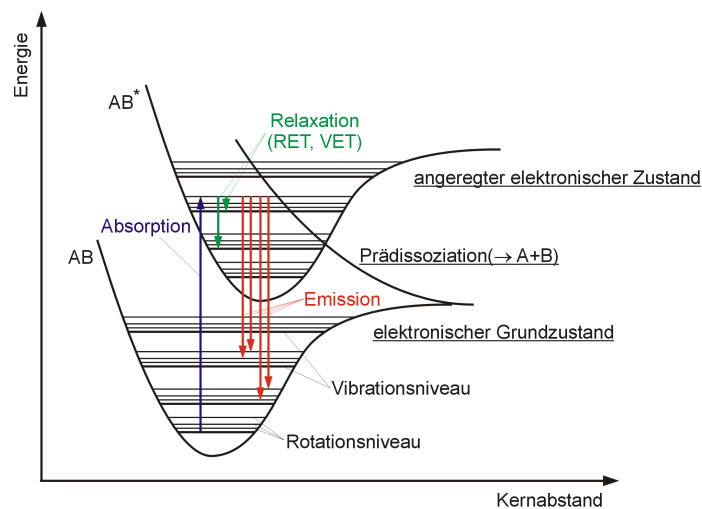
**Abbildung 3.5:** Intensität des unter  $90^\circ$  gestreuten, senkrecht polarisierten Lichts in Abhängigkeit vom Tropfendurchmesser ( $n_B = 1,33$ ,  $\lambda_{\text{exc}} = 532 \text{ nm}$ ) [137]

In Abbildung 3.5 ist die Intensität des gestreuten Lichts in Abhängigkeit vom Tropfendurchmesser dargestellt. Trotz starker Schwankungen im Verlauf steigt die Signalintensität proportional zum Quadrat des Tropfendurchmessers. Dies bedeutet, dass die Streulichtintensität näherungsweise proportional zur Oberfläche eines Tropfens ist.

Das Messverfahren des Mie-Streulichtes stellt eine Alternative zur gängigen Gegenlichtvisualisierung dar, welche oft in Kombination mit der Schlierentechnik eingesetzt wird. Das Licht wird dabei durch den Kraftstoff abgeschattet, dagegen kommt es bei Streulichtverfahren zu einer elastischen Streuung des Lichts an den Flüssigkeitstropfen. Daraus folgt gegenüber den im Aufbau recht einfach gehaltenen Gegenlichtverfahren der Vorteil, dass bei ausreichender Lichtintensität auch kleinste Tropfen nachweisbar sind. Dies ist insbesondere bei Sprays der Benzindirekteinspritzung und ihren kleinen Tropfendurchmessern ( $1 \dots 60 \mu\text{m}$ ) erforderlich, um ein umfassendes Bild der Gemischaufbereitung zu erhalten. Neben der Eignung des Einsatzes auch bei gekrümmten Glasoberflächen hat das Mie-Streulichtverfahren gegenüber den Auflicht- bzw. Gegenlichtverfahren einen weiteren Vorteil, der auch in dieser Arbeit ausgenutzt wird. So kann das Mie-Streulicht bei Anregung mit einem Laserlichtschnitt den Informationsgehalt einer einzelnen Ebene erfassen, und die integrale Ausleuchtung des Sprays wird weitestgehend vermieden. Allerdings kann auch bei dem Einsatz eines Lichtschnitts eine mit der Lichtintensität zunehmende Ergebnisunschärfe durch Mehrfachstreuung nicht ausgeschlossen werden [113].

In dieser Arbeit wird das Mie-Streulicht zur Detektion der Flüssigphase des Kraftstoffsprays eingesetzt. Darüber hinaus dient das Signal als Indikator für das Vorhandensein von flüssigem Kraftstoff bei der Bewertung von Aufnahmen der Gasphase mittels laserinduzierter Fluoreszenz.

**Laserinduzierte Fluoreszenz** Bei laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) handelt es sich um die spontane Emission von Licht durch Atome oder Moleküle, die zuvor durch die Strahlung eines Lasers angeregt wurden [29]. Die Beschreibung der inneren Energiezustände kann mittels Schrödinger-Gleichung erfolgen [133]. Für das Verständnis der Fluoreszenz ist jedoch nur entscheidend, dass Atome und Moleküle ausschließlich in diskreten Energiezuständen existieren können. Die einzelnen Vorgänge lassen sich am besten anhand eines Potenzial-Diagramms veranschaulichen, das in Abbildung 3.6 für ein zweiatomiges Molekül AB dargestellt ist:



**Abbildung 3.6:** Elektronische Potenzialzustände eines zweiatomigen Moleküls AB (Potenzial-Diagramm nach Morse) [78]

Während die elektronischen Energiezustände  $E_{el}$  in Form von Potenzialfunktionen dargestellt sind, sind die Energieniveaus von Vibration und Rotation als Linien eingezeichnet. Die über Gleichung 3.8 ausgedrückte Summe dieser drei Energien bildet die Gesamtenergie  $E$  des zweiatomigen Moleküls AB:

$$E = E_{el} + E_{vib} + E_{rot} \quad (3.8)$$

Im Strahlungsfeld eines Lasers kann ein Molekül die Energie der Photonen absorbieren. Durch diese Absorption gelangt es vom energetischen Grundzustand AB in den angeregten Zustand  $AB^*$ . Das Anregungsphoton muss dazu eine ausreichend hohe Anregungsenergie besitzen, um dem Molekül den Übergang in den angeregten Zustand zu ermöglichen. Nur wenn die Energiedifferenz zwischen Grundzustand und angeregtem Zustand durch den in Gleichung 3.9 ausgedrückten Zusammenhang ausgeglichen ist, findet ein Übergang statt. Hierbei ist  $h$  das Planck'sche Wirkungsquan-

tum und  $c$  die Lichtgeschwindigkeit, welche mit der Anregungswellenlänge  $\lambda_{\text{exc}}$  die Frequenz  $f$  des Lasers bildet:

$$E^* - E = h \cdot f = h \cdot \frac{c}{\lambda_{\text{exc}}} \quad (3.9)$$

Der angeregte Zustand  $AB^*$  ist jedoch instabil und kann nur kurz gehalten werden. Für den sich anschließenden Übergang in den energetisch niedriger liegenden Zustand gibt es mehrere Wege (vgl. Abbildung 3.6) [134]:

1. strahlungsloser Übergang (grün): Umwandlung der Überschussenergie in Wärme über Vibrations- und Rotationsanregung stoßender Moleküle (Rotations-Energie-Transfer (RET) / Vibrations-Energie-Transfer (VET))
2. Quenching: Abgabe der absorbierten Energie durch Stoß an ein anderes Molekül
3. Emission (rot): die Überschussenergie wird teilweise oder vollständig spontan emittiert (Fluoreszenz, Phosphoreszenz)
4. Prädissoziation: Aufspaltung in (*hier*: zwei) Moleküle ohne Verwendung der gesamten Dissoziationsenergie; dies tritt jedoch nur bei bestimmten Molekülen und Anregungszuständen auf [49]

Bei dem die Fluoreszenz charakterisierenden Übergang in den tiefer liegenden Energiezustand via spontaner Emission fällt das Molekül  $AB^*$  in der Regel in einen höheren Vibrations- sowie in einen anderen Rotationszustand zurück als ursprünglich im Grundzustand eingenommen wurde. Dadurch wird ein energieärmeres Photon ausgesendet, dessen Fluoreszenzwellenlänge gegenüber der Wellenlänge des Anregungslichtes rotverschoben ist. Es gilt der in Gleichung 3.10 zum Ausdruck gebrachte Stokes-Effekt, der charakteristisch für die Fluoreszenz des Moleküls  $AB$  ist:

$$\lambda_{\text{exc}} < \lambda_{\text{em}} \quad (3.10)$$

Die laserinduzierte Fluoreszenz zeichnet sich durch eine hohe Selektivität aus. Die geringe Divergenz der eingesetzten Laserlichtquelle und die kurze Dauer der Lichtpulse ermöglichen sowohl eine hohe Orts- als auch eine hohe zeitliche Auflösung [59]. Durch die gezielte Anregung bestimmter Moleküle mit schmalbandigen Lasern und gezielte Selektion der emittierten Fluoreszenz mittels entsprechend geeigneter Filter kann so sowohl die Flüssig- als auch die Dampfphase des Kraftstoffs visualisiert werden. Eine Unterscheidung zwischen den beiden Phasen allein durch LIF ist jedoch nicht mög-

lich. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit zur Bewertung der Gemischbildung mit Alkoholkraftstoffen auf die Kombination aus Mie-Streulicht und LIF gesetzt.

Des Weiteren beschränkt sich die Interpretation der Messergebnisse auf rein qualitative Aussagen. Die bereits erwähnte Möglichkeit des Quenchings, also des Löschens des Fluoreszenzsignals, nimmt unter motorischen Bedingungen infolge von Druck- und Temperaturanstieg bei der Kompression zu. Eine quantitative Bewertung der Fluoreszenzintensität ist infolge des Anstiegs der Quenchingrate kaum möglich [86]. Die Signalqualität lässt sich jedoch verbessern, wenn anstelle von Luft eine Stickstoffumgebung dafür sorgt, dass insbesondere das Quenching durch Sauerstoff unterbunden wird. Für eine optimale Signalausbeute erfolgen die Gemischbildungsuntersuchungen daher unter den inerten Bedingungen des reinen Stickstoffs. Darüber hinaus erschweren während der Messung weitere Widrigkeiten eine genaue Quantifizierung des Messsignals. Verschmutzte optische Komponenten des Versuchsträgers, eine nicht exakt konstante Laserleistung pro Lichtpuls sowie lokale Inhomogenitäten des Strahlprofils tragen dazu bei, dass Anregungspuls und emittiertes Signal in unbekanntem Maß abgeschwächt werden können [151, 161]. Aus diesen Gründen wird in dieser Arbeit auf eine Quantifizierung der Signalintensität verzichtet und lediglich eine rein qualitative Bewertung der Gemischbildungsvorgänge durchgeführt.

**Laserinduzierte Exciplexfluoreszenz** Eine Weiterentwicklung der LIF-Messtechnik stellt die laserinduzierte Exciplexfluoreszenz (LIEF) dar, die unter Verwendung eines Exciplex-Tracersystems unterschiedliche Wellenlängen  $\lambda_{\text{em}}$  des Fluoreszenzsignals von Flüssig- und Dampfphase generiert [103]. So lassen sich bei Verwendung von zwei Kameras mit geeigneten optischen Filtern die Flüssig- und Dampfphase des Kraftstoffs simultan detektieren.

Eine Voraussetzung für den erfolgreichen Einsatz dieser Messtechnik ist eine geringe Eigenfluoreszenz des zu untersuchenden Kraftstoffs (vgl. Unterkapitel 3.1). Diesem werden zwei Tracer zugesetzt, wobei es sich um ein Monomer M und einen Grundreaktionspartner G handelt. Durch Anregung mit Laserlicht wird das Monomer M zunächst in den angeregten Zustand  $M^*$  versetzt. In der Flüssigphase kommt es nun zu einem intermolekularen Stoßprozess mit dem sich im Grundzustand befindenden Stoßpartner G. Eine Bindung wird zwischen diesen beiden Molekülen ausgebildet.





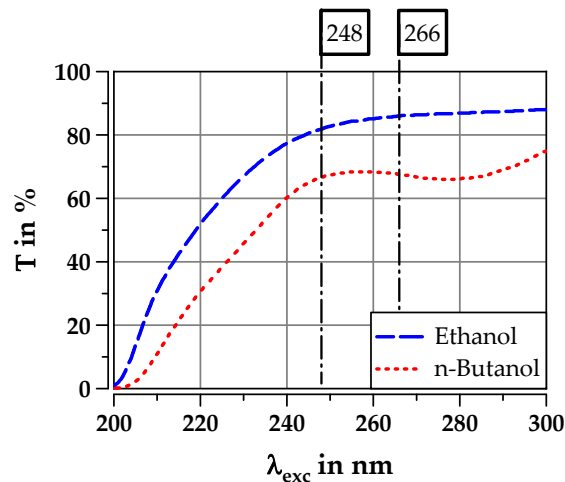
Diese auch als „Exciplex“ bezeichnete Bindung  $(MG)^*$  der beiden Reaktionspartner hält so lange an, wie die elektronische Anregung von  $M^*$  vorliegt. Die Fluoreszenz des Exciplexes  $(MG)^*$  ist um den Betrag der Bindungsenergie gegenüber der Monomerfluoreszenz rotverschoben, da  $M^*$  und  $(MG)^*$  auf unterschiedlichen Energieniveaus liegen. Dies ermöglicht die Separierung der Signale von Flüssig- und Dampfphase mittels entsprechender optischer Filterung. Da die Tracer in der Dampfphase aufgrund zu großer intermolekularer Abstände und der kurzen Lebensdauer des angeregten Monomers  $M^*$  keinen Exciplex eingehen können, kann die Fluoreszenz von  $M^*$  der Dampfphase zugeordnet werden [110]. Die Flüssigphase hingegen wird allein durch die Fluoreszenz des Exciplexes  $(MG)^*$  repräsentiert.

In dieser Arbeit wird die LIEF-Messtechnik zur Bewertung der Gemischbildung von Benzin herangezogen. Im Kapitel 4 sind in den jeweiligen Abschnitten die verwendeten Signale bei der Ergebnisdarstellung stets mit angegeben.

**Traceruntersuchungen** Um die Fluoreszenzmesstechniken bei den zu untersuchenden Kraftstoffen anwenden zu können, muss vorab deren Eignung hinsichtlich des jeweiligen eigenen Fluoreszenzverhaltens überprüft werden. Diese Voruntersuchungen sind notwendig, um Aussagen über die zu erwartende Wellenlänge des emittierten Lichts bei Anregung mit Licht einer definierten Wellenlänge machen zu können. Erst mit der Kenntnis kann eine zuverlässliche Filterung des Lichtes vorgenommen werden und die Ergebnisse belastbar interpretiert werden.

Die Proben der zu untersuchenden Medien werden hierzu in einem Fluoreszenzspektrometer vermessen. Die Küvetten mit der Probenflüssigkeit werden dem Lichtstrahl eines kurzpulsigen Xenonblitzes ausgesetzt. Über Monochromatoren kann die Wellenlänge des Anregungslichtes  $\lambda_{\text{exc}}$  eingestellt werden. Ein Fotomultiplier detektiert das emittierte Lichtsignal der Probe. So lassen sich u.a. Anregungsspektren aufnehmen, die als Transmission  $T$  über der Anregungswellenlänge  $\lambda_{\text{exc}}$  aufgetragen werden. Solche Spektren sind in Abbildung 3.7 für die untersuchten Alkoholkraftstoffe dargestellt.

Die Ergebnisse zeigen, dass Ethanol und n-Butanol Licht der eingesetzten Lasersysteme mit den Wellenlängen von  $\lambda_{\text{exc}} = 248 \text{ nm}$  bzw.  $266 \text{ nm}$  relativ ungehindert passieren lassen. Dies bedeutet für spätere Untersuchungen unter Anwendung der Fluoreszenzmesstechniken, dass keine Emission von Fluoreszenzsignalen zu erwarten ist. Eine Emission benötigt als zwingende Grundvoraussetzung zunächst einmal Absorption, unabhängig von einer weiteren Eignung für LIF oder LIEF. Für Ethanol und n-Butanol bedeutet dies, dass eine Zugabe von Tracern erforderlich ist.



**Abbildung 3.7:** Transmission von Licht unterschiedlicher Wellenlänge bei den untersuchten Alkoholkraftstoffen

Für Benzin gibt es eine Reihe an bekannten Tracern, die bei Gemischbildungsuntersuchungen mittels LIEF eingesetzt werden können. Eine gute Übersicht ist in [41] aufgeführt, in der auch die typischen Randbedingungen für den Einsatz der aus der Literatur bekannten Tracer genannt werden. In der vorliegenden Arbeit werden zur simultanen Detektion von Flüssig- und Gasphase  $N,N,N',N'$ -Tetramethyl-p-phenylendiamin (TMPD) und Naphthalin eingesetzt. Dieses Exciplex-Tracersystem wurde bereits in zahlreichen Arbeiten sehr erfolgreich eingesetzt [49, 63, 101, 110, 127, 130].

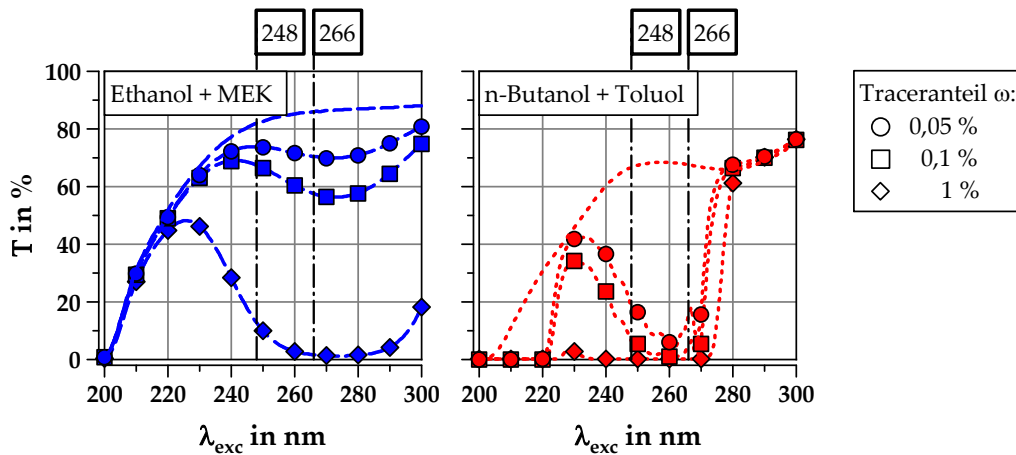
Für Alkohole sind nach derzeitigem Stand der Technik keine Tracerkombinationen bekannt, die im angeregten Zustand eine Exciplexverbindung eingehen und zugleich den gemischbildungsrelevanten physikalisch-chemischen Eigenschaften des Trägerstoffs ähneln. Aus diesem Grund wird bei den Gemischbildungsuntersuchungen auf eine Kombination aus Mie-Streulicht und LIF zurückgegriffen. Dem Vorteil, dass zur Anwendung von LIF nur ein Tracer notwendig ist, steht der Nachteil gegenüber, dass sich bei dieser Messtechnik Flüssig- und Gasphase nicht unterscheiden lassen. Um dennoch das Signal der Gasphase bestimmen zu können, wird das Mie-Signal herangezogen. Bei Fehlen eben dieses Mie-Signals und dem gleichzeitigen Vorhandensein des LIF-Signals kann so über das Ausschlussverfahren die Gasphase identifiziert werden.

Da das in Abbildung 3.7 gezeigte Ergebnis den Einsatz von Tracern bei den Alkoholen erforderlich macht, müssen zunächst zwei Tracer ermittelt werden, die sich in Bezug auf die physikalisch-chemischen Eigenschaften nicht all zu sehr von den Trägerkraftstoffen Ethanol und n-Butanol unterscheiden. Prinzipiell eignen sich Ketone und Aromaten sehr gut für den Einsatz als Tracer, da bei diesen Verbindungen der Chromophor besonders groß ist. Dies ist jener Teil des Moleküls, der verantwortlich zeichnet

für die photophysikalischen Eigenschaften des Tracers [54]. Aceton und 3-Pentanon sind häufige Vertreter der Ketone, während bei den Aromaten gerne Toluol als Tracer verwendet wird [54, 121, 134, 165].

Dem Kraftstoff Ethanol wird in dieser Arbeit das Keton 2-Butanon zugemischt. Dieser Stoff ist auch unter der Bezeichnung Methylethylketon (MEK) bekannt und wird neben der häufigen Verwendung als Lösemittel auch zur Vergällung von Alkohol eingesetzt. Aufgrund des ähnlichen Siedepunktes von  $T_S = 80^\circ\text{C}$  ist 2-Butanon nur noch äußerst schwer von Ethanol zu trennen. Eine weitere, gemischbildungsrelevante Größe ist die Dichte, die mit  $\rho = 810\text{ kg/m}^3$  ebenfalls im Bereich des Ethanols liegt.

Für n-Butanol wird der aromatische Tracer Toluol gewählt, der als solcher bereits etabliert ist und für die unterschiedlichsten laseroptischen Anwendungen zum Einsatz kommt. Der Siedepunkt von Toluol liegt bei  $T_S = 111^\circ\text{C}$  und somit leicht unterhalb dem von n-Butanol. Die etwas höhere Dichte des Toluol von  $\rho = 870\text{ kg/m}^3$  spielt bei dem zum Einsatz kommenden Massenanteil eine eher untergeordnete Rolle. Die relevanten Eigenschaften des Kraftstoffs n-Butanol werden durch die Zugabe des Tracers Toluol nicht wesentlich verändert.



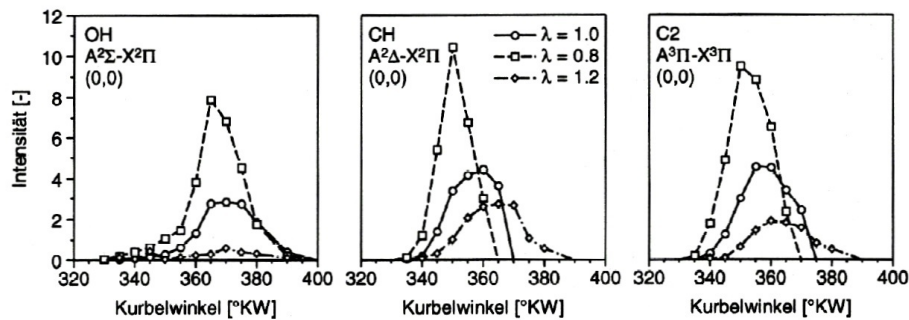
**Abbildung 3.8:** Absorptionssmessungen im Anregungswellenlängenbereich späterer Untersuchungen bei Variation der Tracerzugabe

Abbildung 3.8 zeigt einen Auszug aus den Ergebnissen der Absorptionssmessungen bei Variation des Traceranteils im Kraftstoff. Aufgetragen ist die resultierende Transmission  $T$  als Funktion der Anregungswellenlänge  $\lambda_{\text{exc}}$  für verschiedene Traceranteile im Kraftstoff. In beiden Diagrammen sind die Anregungswellenlängen der später verwendeten Lasersysteme hervorgehoben. Im linken Diagramm ist das Ergebnis von Ethanol mit MEK aufgetragen. Bei sehr geringer Tracerzugabe von  $\omega = 0,05\%$  bzw.  $0,1\%$  liegt die Transmission noch über  $T > 50\%$ . Erst mit einem Traceranteil von  $\omega = 1\%$

wird das Anregungslicht deutlich absorbiert. Bei n-Butanol und Toluol im rechten Diagramm wird das Licht schon bei geringer Tracerzugabe absorbiert. Bei  $\omega = 1\%$  dringt nahezu kein Licht mehr durch das Prüfmedium. Abschließend wird unter heißen Bedingungen an der Druckkammer der Traceranteil in iterativer Vorgehensweise soweit erhöht, bis genügend Fluoreszenzsignal für weiterführende Messungen detektiert wird. Aus diesen Schritten folgt eine endgültige Festlegung auf die Tracerzugabe von einem Massenanteil  $\omega = 5\%$  des MEK zum Ethanol. Der Tracer Toluol wird dem n-Butanol in einem Massenanteil von  $\omega = 7\%$  zugemischt.

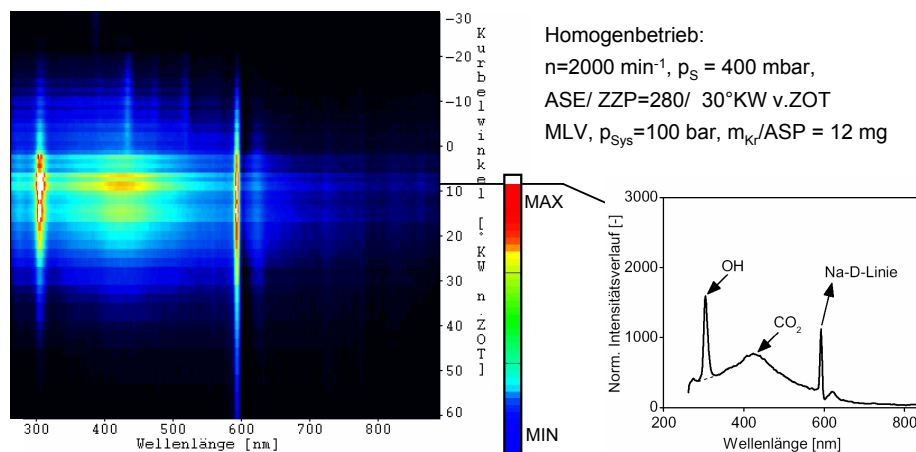
**OH-Chemilumineszenz** Nicht nur bei gezielter Bestrahlung mit gerichtetem Licht kommt es zur Anregung von Atomen bzw. Molekülen. Auch durch die bei der Verbrennung ablaufenden chemischen Reaktionen treten die Phänomene der Anregung und Relaxation auf, wie sie anhand des Potenzial-Diagramms (vgl. Abbildung 3.6) im Abschnitt zur LIF erläutert werden. Bei einer Relaxation unter Emission eines Photons wird die zuvor während der Anregung absorbierte Energiedifferenz  $E^* - E$  wieder über das Photon abgegeben. Durch Umstellen der Gleichung 3.9 wird deutlich, dass eben diese Energiedifferenz, die bei der Rückkehr aus dem angeregten Zustand mittels Photon emittiert wird, auch die Frequenz  $f$  des Photons bei der Relaxation bestimmt. Dabei hängt die Wellenlänge der Strahlung  $\lambda_{\text{em}}$  von der lokalen Lichtgeschwindigkeit  $c$  im umgebenden Medium ab. Dies führt dazu, dass die emittierte Strahlung charakteristisch für das Atom bzw. das Molekül ist, von dem sie ausgeht.

Diesen Umstand nutzt man bei der gezielten Detektion der bei der Verbrennung emittierten Strahlung, der Chemilumineszenz. Diese tritt nach [53] in Form von drei unterschiedlichen Typen auf. Während Linienstrahlung beim diskreten Übergang von Atomen entsteht, treten Bandenspektren beim Übergang von Molekülen auf. Die dritte Form der Strahlung ist die kontinuierliche Strahlung, die beispielsweise bei Rußpartikeln auftritt. Bei den Verbrennungsreaktionen treten Zwischenprodukte auf, deren Moleküle charakteristische Bandenspektren aufweisen. Das Hydroxyl-Radikal  $\text{OH}^*$  ist, wie auch das Methylidyn-Radikal  $\text{CH}^*$  und das diatomare Kohlenwasserstoff-Radikal  $\text{C}_2$ , ein solches Zwischenprodukt. Diverse numerische und experimentelle Untersuchungen zeigen, dass die aufgeführten Radikale im Wesentlichen im Bereich der Flammenfront auftreten. Da die Emissionen der  $\text{CH}^*$ - und  $\text{OH}^*$ -Radikale gut mit der Ionenproduktionsrate korrelieren, sind sie bestens geeignet, die momentane Kraftstoffumsatzrate in der Flamme zu ermitteln [82]. Abbildung 3.9 verdeutlicht dies anhand des zeitlichen Verlaufs der Strahlungsintensitäten von  $\text{OH}^*$ ,  $\text{CH}^*$  und  $\text{C}_2$  im Homogenbetrieb:



**Abbildung 3.9:** Zeitlicher Verlauf der Strahlungsintensitäten von  $\text{OH}^*$ ,  $\text{CH}^*$  und  $\text{C}_2$  im Homogenbetrieb bei unterer Teillast [126]

Um die Eignung eines einzelnen Moleküls festzustellen, welches für die Untersuchung der Verbrennung im Homogenbetrieb detektiert werden soll, wurde in vergangenen Arbeiten das Flammeneigenleuchten spektral analysiert. Abbildung 3.10 zeigt links die Lichtintensität der Verbrennung im Homogenbetrieb als Funktion von Wellenlänge  $\lambda_{\text{em}}$  des Lichts und Kurbelwinkel  $\alpha$ , ein sogenanntes 2D-Spektrum [111]. Dieses wurde mit einem Gitterspektrographen aufgenommen und zeigt sehr deutlich die starke Lichtintensität des OH-Radikals im Bereich des Verbrennungsschwerpunktes. Rechts in Abbildung 3.10 ist dieser zugehörige spektrale Schnitt im Verbrennungsschwerpunkt dargestellt. Der deutliche Abstand zu anderen Strahlungsbanden unterstreicht die Eignung der OH-Bande des  $\text{A}^2\Sigma^- - \text{X}^2\Pi$ -Systems bei einer Wellenlänge von  $\lambda_{\text{em}} = 306,4 \text{ nm}$  zur Detektion der Flamme.



**Abbildung 3.10:** 2D-Spektrum des Verbrennungsprozesses im Homogenbetrieb und der dazugehörige spektrale Schnitt im Verbrennungsschwerpunkt [130]

Im Homogenbetrieb erscheint die Flamme aufgrund ihres kurzwelligen Kontinuums leicht bläulich. Dem gegenüber ist die Flamme im Schichtbetrieb gelbleuchtend. Dies

kann auf das Rußeigenleuchten zurückgeführt werden, dessen Festkörperstrahlung Licht im langwelligen Spektralbereich emittiert. Da in dieser Arbeit der Fokus der Verbrennungsdiagnostik auf den Homogenbetrieb gerichtet ist, findet der Schichtbetrieb hier keine ausführliche Erläuterung. Für detaillierte Ausführungen sei an dieser Stelle auf die Arbeiten von [130] und [63] verwiesen, in denen insbesondere die Unterschiede im Emissionsspektrum der Verbrennung beider Betriebsarten herausgearbeitet wurden.

Die OH-Chemilumineszenz eignet sich aufgrund der Tatsache, dass kein Laser zur Anregung notwendig ist und somit die Verbrennung mit einem relativ einfachen Messtechnikaufbau analysiert werden kann. Dass bei der für den Homogenbetrieb des Ottomotors charakteristischen Vormischverbrennung keine Signalüberlagerung durch das Eigenleuchten vom Ruß auftritt, kommt dem relativ schwachen Signal der angeregten Verbrennungsspezies bei deren Relaxation entgegen. So kommt diese Messtechnik in der vorliegenden Arbeit zur Analyse der Flammenausbreitung zum Einsatz.

#### 3.2.7 Thermodynamische Analyse

Eine weitere Möglichkeit, einen besseren Einblick in die Vorgänge des Verbrennungsprozesses zu erhalten, ist die klassische thermodynamische Analyse eben jenes Reaktionsprozesses. Die Kombination aus Ladungswechsel- und Brennverlaufsanalyse bietet die Möglichkeit, neben dem tieferen Einblick Messgrößen zu ermitteln, die sich auf direkte Art nur schwer bis gar nicht messen lassen. Darüber hinaus lassen sich mit den Mitteln der thermodynamischen Verlustteilung Unterschiede in der Verbrennung und resultierende Wirkungsgradeinbußen leicht eingrenzen und identifizieren.

Die thermodynamische Analyse der Verbrennung wird in dieser Arbeit gemäß der allgemein gültigen Analysemethoden durchgeführt und soll nur der Vollständigkeit halber kurz erläutert werden. Zur Berechnung von Brennverläufen und Ladungswechselanalysen wird ein Programm eingesetzt, welches auf den in [92] und [97] vorgestellten Arbeiten basiert.

Zunächst wird eine Ladungswechselanalyse durchgeführt, um Informationen über Liefergrad und internen Restgasgehalt zum Zeitpunkt vor der Verbrennung zu erhalten. Dabei wird die Luftmasse im Zylinder anhand des gemessenen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses  $\lambda$ , des stöchiometrischen Luftbedarfs  $L_{st}$  und der eingespritzten Kraftstoffmasse  $m_{inj}$  berechnet. Die Nulllinienfindung des Zylinderdruckverlaufs wird zunächst nach dem auf einem konstanten Polytropenexponenten  $n$  basierenden Ansatz

von Hohenberg [72] durchgeführt. Im weiteren Verlauf der Berechnung erfolgt für den Hochdruckprozess eine weitere Korrektur anhand des Summenbrennverlaufkriteriums.

Da in dieser Arbeit weder eine orts aufgelöste Klopfanalyse durchgeführt, noch die Bildung von  $\text{NO}_x$  zeitlich aufgelöst werden soll, erfolgt die Analyse des Hochdruckprozesses anhand einer einheitlichen Zone im Brennraum. Eine Differenzierung zwischen unverbranntem und verbranntem Gas erfolgt hierbei nicht. Es gilt die Annahme, dass zum Zeitpunkt der Zündung ein homogenisiertes und gleichmäßig verteiltes Gemisch im Brennraum vorliegt. Zur Berechnung des Wandwärmestromes wird das Modell nach Woschni [162] mit einer festen, mittleren Wandtemperatur verwendet. Die kalorischen Zustandsgrößen des Verbrennungsgases werden unter der Berücksichtigung des verwendeten Kraftstoffs und seiner Stoffdaten nach Grill [61] bestimmt. Die in den Abgasbestandteilen HC und CO enthaltene Energie wird anhand der jeweiligen Heizwerte und der vorliegenden Konzentration im Abgasmassenstrom berechnet und findet eine entsprechende Berücksichtigung in der Energiebilanz.

Die in Unterkapitel 5.5 durchgeführten Berechnungen zum Betrieb mit einem 2-Tank-System beschränken sich auf die schnelle Heizverlaufrechnung, bei der anhand der Änderung des Zylinderdruckverlaufs auf die freigesetzte Wärme als Folge der Verbrennung geschlossen werden kann. Dies erfolgt jedoch ohne die Berücksichtigung von Verlusten wie Wandwärme oder Blow-By-Leckage, so dass die Lagen von  $\alpha_{\text{MFB50}}$  und  $\alpha_{\text{HR50}}$  geringfügig differieren können. Auch Effekte durch die Kraftstoffverdampfung bleiben unberücksichtigt. Der Rückgriff auf die etwas rudimentärere Heizverlaufrechnung ist jedoch notwendig, da das verwendete Programm keinen Betrieb mit zwei unterschiedlichen Kraftstoffen und deren Einspritzung an unterschiedlichen Orten vorsieht.

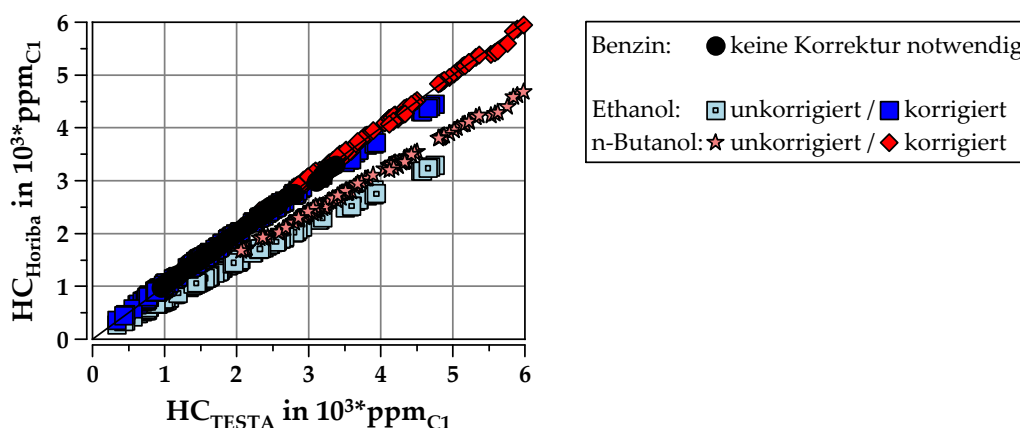
In Kapitel 5 werden Ergebnisse einer Verlustteilung gezeigt, die auf den in [157] vorgestellten Ansätzen basiert. Ausgehend vom vollkommenen Motor wird der so erhaltene theoretische Wirkungsgrad sukzessive um die einzelnen Verluste korrigiert. Zunächst erfolgt die Betrachtung aller Verluste, die auf die Prozessführung zurückzuführen sind. Im Anschluss werden die mit der Kalorik in Verbindung stehenden Verluste ermittelt. Da die Bestimmung des effektiven Wirkungsgrades  $\eta_e$  aufgrund der prinzipbedingt hohen Reibung des Einzylinderaggregates nicht zielführend ist, wird in dieser Arbeit die Verlustteilung nur bis zum indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  betrachtet.

Bei der Bewertung der Verbrennung muss für höherlastige Betriebspunkte auch das Auftreten einer irregulären Verbrennung berücksichtigt werden. Als Maß für das Klop-

fen dient der Klopfindex KI, der aus dem hochaufgelösten Zylinderdrucksignal bestimmt wird. Das Zylinderdrucksignal wird zuvor mittels Bandpass in einem Frequenzbereich zwischen  $f = 4 \dots 20$  kHz gefiltert. Der Mittelwert aller Amplituden der Einzelarbeitsspiele ist schließlich der online zur Verfügung stehende Wert KI. Dieser wird für jedes Arbeitsspiel individuell ermittelt. Am Prüfstand wird aus Gründen der Praktikabilität jedoch auf den Mittelwert aus 200 Arbeitsspielen zurückgegriffen. Als Klopfgrenze wird per Definition ein mittlerer Klopfindex von  $KI = 1,0$  bar festgelegt. Für eine detaillierte Beschreibung des verwendeten Ansatzes zur Bestimmung des Klopfindex sei auf [69] verwiesen.

### 3.2.8 Sonstige Messtechnik

**Detektion unverbrannter Kohlenwasserstoffe** Unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Abgas lassen sich sehr gut mittels Flammen-Ionisations-Detektor (FID) messen. Das FID-Signal ist in erster Näherung proportional zur Anzahl der Kohlenstoffatome im Messgas [93]. In Abhängigkeit von der Molekülstruktur der zu messenden Stoffart zeigt der FID jedoch unterschiedliche Ansprechverhalten. Dieses stoffspezifische Ansprechverhalten wird durch den Responsefaktor  $X_r$  beschrieben, der bei der Ergebnisinterpretation von Abgaswerten verschiedener Kraftstoffe und somit unterschiedlicher Molekülstrukturen der HC-Quellen im Abgas berücksichtigt werden muss. Da die FID in der Automobilwelt üblicherweise mit Propan kalibriert werden, wäre beim Betrieb mit Ethanol bzw. n-Butanol und Nichtberücksichtigung von  $X_r$  ein verfälschtes Messergebnis die Folge.



**Abbildung 3.11:** Abgleich zweier FID unterschiedlicher Hersteller und resultierende Responsefaktoren für die verwendete MEXA



Zur Bestimmung der HC-Emissionen wird daher neben des standardmäßig in der Abgasanalyseeinheit verbauten FID vom Typ 726 D ein zusätzlicher FID des Herstellers TESTA vom Typ 123 I/S herangezogen. Für diesen FID sind die Responsefaktoren  $X_r$  für Ethanol und n-Butanol vom Hersteller angegeben. Anhand von Parallelmessungen mit jeweils beiden Analysatoren können so die noch unbekannten Responsefaktoren  $X_r$  des eingesetzten FID für Ethanol und n-Butanol bestimmt werden (vgl. Abbildung 3.11). Für die Messungen mit Ethanol als Kraftstoff ergibt sich für den verwendeten FID ein Responsefaktor von  $X_r = 0,74$  und für n-Butanol beträgt der Wert des Responsefaktors  $X_r = 0,787$ . Mit diesen Responsefaktoren lassen sich die Ergebnisse der HC-Emissionsmessungen durch die verwendete Abgasmessanlage MEXA 7100D für alle drei Kraftstoffe miteinander vergleichen.



## 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

Mit der Einführung der BDE bei Ottomotoren kommt der Gemischbildung, wie bereits in Unterkapitel 2.1 erläutert, eine besondere Bedeutung zu. Galt es bei der klassischen SRE bis dato, schnellstmöglich einen Wandfilm vor den Einlassventilen auszubilden, aus dem dann während der Ansaugphase das Kraftstoff-Luft-Gemisch generiert werden konnte, so hat die Gemischbildung bei der BDE einen maßgeblichen Einfluss auf den weiteren Ablauf des Verbrennungsprozesses. Sie beeinflusst unmittelbar die Güte der Verbrennung und somit den Wirkungsgrad und die resultierenden Schadstoffemissionen. Dabei kommt bei der BDE im Vergleich zur SRE eine Vielzahl an zusätzlichen Parametern hinzu, die sorgfältig aufeinander abgestimmt werden müssen. Aufgrund dieses Stellenwertes ist eine Untersuchung der Gemischbildung bei Verwendung alternativer Kraftstoffe eine elementare Voraussetzung, um den Einsatz von Alkoholkraftstoffen richtig einordnen und bewerten zu können. Deshalb sollen zu Beginn dieser Arbeit Untersuchungen durchgeführt werden, die in erster Linie die Kraftstoffdosierung mittels bestehender Injektorkonzepte vergleichen. Da sich die vorliegenden Kraftstoffe in einigen gemischbildungsrelevanten Stoffeigenschaften unterscheiden, muss durch quantitative Untersuchungen geprüft werden, ob der zielführende Einsatz dieser Kraftstoffe mit den gängigen Einspritzsystemen gewährleistet werden kann.

Die Ergebnisse der Messungen am HDA zur Dosierung der Kraftstoffe und erste Bewertungen des Einspritzverhaltens der Injektorkonzepte sind im folgenden Unterkapitel 4.1 aufgeführt. An diese Ventilvermessung schließt sich im Unterkapitel 4.2 eine Gegenüberstellung von geometrischen Spraygrößen wie Penetration und Strahlwinkel an, die an der beheizbaren Druckkammer ermittelt werden. Nach der Bewertung der Gemischbildung unter stationären Gesichtspunkten erfolgt in Unterkapitel 4.3 der Transfer an den optisch zugänglichen Einzylindermotor, wo Aspekte wie Strömungseinfluss, Reproduzierbarkeit und dynamische Effekte der Gemischbildung in den Fokus rücken.

## 4.1 Ventilvermessung

Die unterschiedlichen Stoffeigenschaften der zu untersuchenden Kraftstoffe (vgl. Tabelle A.1 im Anhang) lassen Unterschiede im Einspritzverhalten und somit Differenzen in den abgegebenen Einspritzmassen bei gleichgestellter Ansteuerdauer erwarten. Große Unterschiede in der Viskosität, aber auch die unterschiedlichen Dichtewerte der Versuchsmedien können zu einem veränderten Dosierverhalten führen. Dabei kann die Ausprägung dieser Unterschiede je nach Injektorkonzept variieren. Um bei den Untersuchungen dieser Arbeit das Verhalten des Injektors genau einordnen zu können und somit die Gemischbildung einer objektiven Bewertung zu unterziehen, werden zunächst die drei gängigsten Injektorkonzepte mit den drei Kraftstoffen am HDA vermessen. Die grundlegenden Unterschiede der Ventilkonzepte sind in Abschnitt 2.1.1 beschrieben. Nachfolgend sind in Tabelle 4.1 die wichtigsten Spezifikationen der untersuchten Ventile zusammengefasst:

**Tabelle 4.1:** Vermessene Einspritzventile

				Ventil A	Ventil B	Ventil C
<b>Ventiltyp</b>				Drallventil	Ringspaltventil	Mehrlochventil
<b>Aktor</b>				Magnetspule	Piezo	Magnetspule
<b>Einbaulage</b>				zentral	zentral	zentral
<b>Lochanzahl</b>				1	Ringspalt	6
<b>Strahlwinkel</b>				67	85	73
<b>max. Einspritzdruck</b>				120	200	200
<b>stat. Durchfluss</b>				15	38	17,5
	$\alpha_{St}$	in °				
	$p_{Inj, max}$	in bar				
	$Q_{Stat}^1$	in cm <sup>3</sup> /s				

<sup>1</sup> n-Heptan,  $p_{Inj} = 100$  bar

In den Versuchen werden die Einspritzventile bei unterschiedlichen Einspritzdrücken  $p_{Inj}$  vermessen. Dabei wird  $p_{Inj}$  so variiert, dass Größenordnungen aus Kennfeldbereichen unterer Teillast bis hin zu Werten über dem maximal zulässigen Systemdruck der Serienanwendung abgedeckt werden. Das Überschreiten des maximal zulässigen Einspritzdrucks  $p_{Inj, max}$  geschieht bewusst, um mögliche Grenzen als Funktion der Stoffeigenschaften offen zu legen. Das Drallventil ist auslegungsbedingt nur bis zu einem Einspritzdruck von  $p_{Inj} = 120$  bar zugelassen. Bei deutlich höheren Einspritzdrücken reicht die Magnetkraft der verwendeten Spule nicht mehr aus, um die Ventilnadel gegen die dann vorherrschenden Kräfte aus dem Sitz zu heben. In den Untersuchungen wird daher mit diesem Ventil ein maximaler Einspritzdruck von  $p_{Inj} = 150$  bar untersucht. Die beiden anderen Ventilkonzepte hingegen werden bis  $p_{Inj} = 300$  bar vermessen.

Mehrfacheinspritzungen sind nicht Teil der Untersuchungen, und so werden die beiden Magnetventilkonzepte ohne Vormagnetisierung betrieben. Eine Vormagnetisie-

rung der Magnetspule sollte immer dann erfolgen, wenn Mehrfacheinspritzungen abgesetzt werden. Nach erfolgter Einspritzung baut sich das durch Wirbelströme an der Spule selbstinduzierte Magnetfeld erst langsam ab. Wird das Einspritzventil vor dem vollständigem Abbau dieses Magnetfeldes erneut angesteuert (Pause zwischen zwei Ansteuervorgängen:  $\Delta t < 2 \text{ ms}$ ), erfolgt der Kraftaufbau des Magneten schneller [1]. Da somit das Öffnen der Nadel schneller einsetzt, wäre bei der folgenden Einspritzung die abgegebene Menge gegenüber der ersten Einspritzung erhöht. Die Vormagnetisierung erzeugt diesen Zustand bereits vor der ersten Einspritzung und sorgt dafür, dass die Mengenapplizierung für alle nachfolgenden Einspritzvorgänge gleich bleibt.

Die Versuchsrandbedingungen sind bei den Untersuchungen so gewählt, dass sie denen des realen Motorbetriebs entsprechen. Diese, die Versuchsmatrix aufspannenden Parameter, sind in einer Übersicht in Tabelle 4.2 zusammengefasst:

**Tabelle 4.2:** Versuchsparameter HDA

Kraftstoff			Benzin / Ethanol / n-Butanol
Ansteuerdauer	$t_i$	in ms	0,5...5,0
Gegendruck	$p_{\text{Geg}}$	in bar	5,6 / 9,4
Einspritzdruck	$p_{\text{Inj}}$	in bar	50 / 100 / 150 / 200 / 300

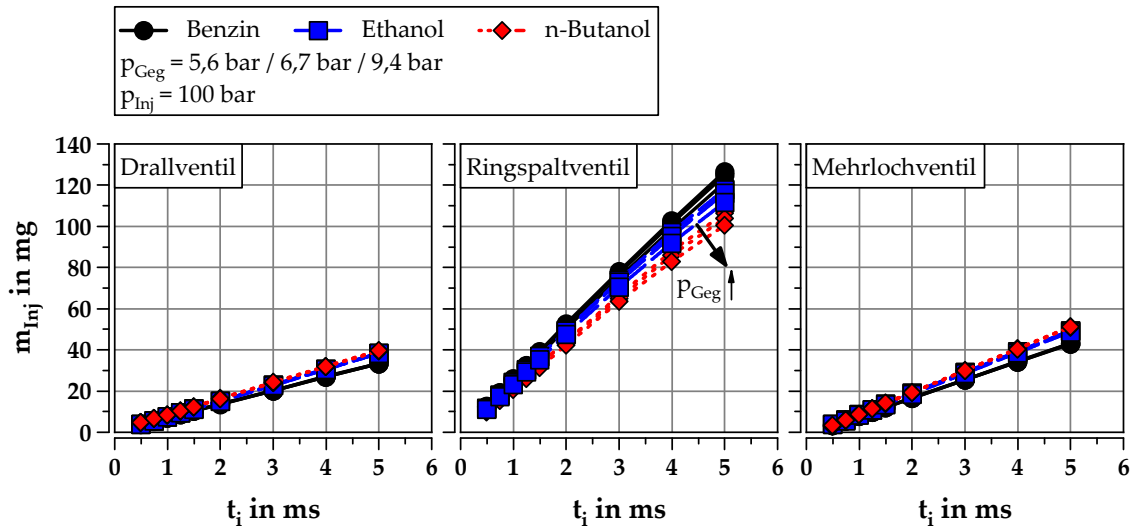
Eine Einschränkung in der Umsetzung möglichst realer Randbedingungen stellt der minimal einstellbare Gegendruck  $p_{\text{Geg}}$  dar. Ein für den aufgeladenen Homogenbetrieb typischer Wert von  $p_{\text{Geg}} = 2,0 \text{ bar}$  lässt sich an dem verwendeten HDA nicht realisieren. So werden lediglich die Bedingungen des Schichtbetriebs abgebildet. Da für spätere Untersuchungen an der Druckkammer jedoch auch kältere Randbedingungen zum Vergleich hinzugezogen werden sollen, werden bei gleichgestellter Gasdichte Druck und Temperatur so abgesenkt, dass die erforderlichen Randbedingungen für den belastbaren Betrieb des HDA erfüllt bleiben. Aus dieser Anpassung resultiert der zweite untersuchte Gegendruck von  $p_{\text{Geg}} = 5,6 \text{ bar}$ .

#### 4.1.1 Gegendruckabhängigkeit

Zunächst wird der Einfluss des zum Zeitpunkt der Einspritzung im Brennraum vorliegenden Gegendrucks  $p_{\text{Geg}}$  auf das Einspritzverhalten der Injektorkonzepte untersucht. In Abbildung 4.1 ist die eingespritzte Kraftstoffmasse  $m_{\text{Inj}}$  als Funktion der Ansteuerdauer  $t_i$  für verschiedene Gegendrücke  $p_{\text{Geg}}$  aufgetragen. Bei einem Einspritzdruck von  $p_{\text{Inj}} = 100 \text{ bar}$  werden die drei ausgewählten Injektorkonzepte und die untersuchten Kraftstoffe miteinander verglichen. Dieser Einspritzdruck dient üblicherweise

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

auch als Prüfpunkt bei der Ventilvermessung und wird daher auch in dieser Darstellung herangezogen. Die anderen untersuchten Einspritzdrücke zeigen ähnliche Resultate. Aufgetragen sind, wie auch für alle folgenden Ergebnisse der Ventilvermessung, die gemittelten Werte aus 100 Einzelmessungen.



**Abbildung 4.1:** Einfluss des Gegendrucks auf das Einspritzverhalten der verschiedenen Injektorkonzepte

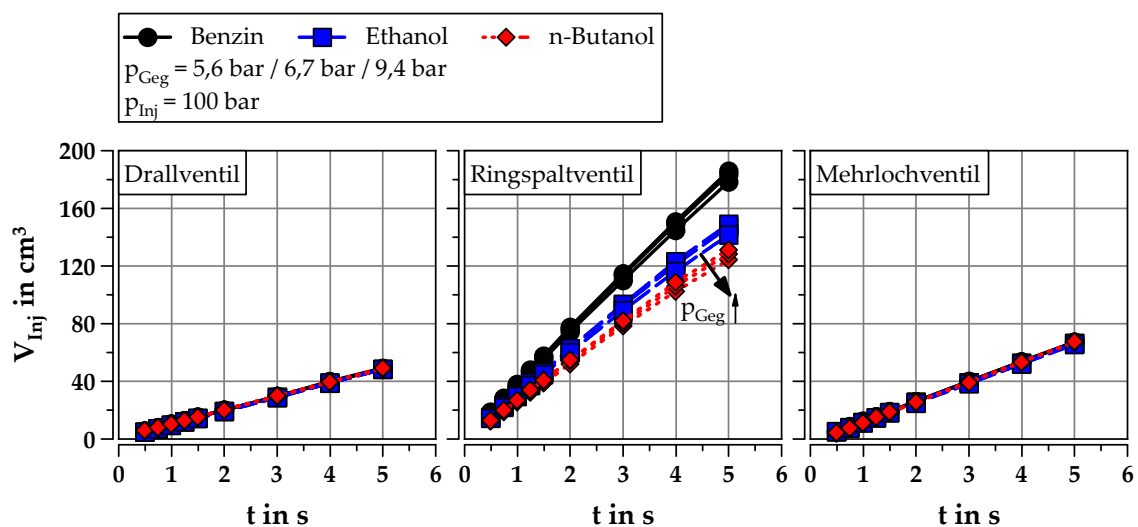
Grundsätzlich können alle untersuchten Konzepte ein solides Einspritzverhalten bei unterschiedlichen Gegendrücken  $p_{Geg}$  aufzeigen. Während bei den beiden nach innen öffnenden Ventilkonzepten des Drall- und des Mehrlochventils die Einspritzmasse  $m_{Inj}$  vom Gegendruck  $p_{Geg}$  unbeeinträchtigt ist, kann beim nach außen öffnenden Ringspaltventil eine leichte Abnahme der Einspritzmasse  $m_{Inj}$  mit steigendem Gegendruck  $p_{Geg}$  beobachtet werden (siehe Richtungspfeil). Dieses Verhalten zeigt sich unabhängig vom verwendeten Kraftstoff und kann aufgrund des hohen statischen Durchflusses  $Q_{Stat}$  gut aufgelöst werden. Der Unterschied im Masseeintrag des Ringspaltventils zwischen dem niedrigsten und dem höchsten untersuchten Gegendruck  $p_{Geg}$  beträgt bei allen Kraftstoffen ca.  $\Delta m_{Inj} = 5 \%$ , unabhängig von der gewählten Ansteuerdauer  $t_i$ .

Dieses Verhalten lässt sich mit Hilfe der Gleichung 4.1 nach Bernoulli erklären. Nach dieser Gleichung ergibt sich die eingespritzte Masse  $m_{Inj}$  unter Berücksichtigung des Strömungsquerschnitts  $A$ , des Durchflussbeiwertes  $\mu$  und der Dichte  $\rho$  des Fluids über die sich einstellende Druckdifferenz zwischen Medium und Umgebung:

$$m_{Inj} = A \cdot \mu \cdot \sqrt{2\rho \cdot (p_{Inj} - p_{Geg})} \quad (4.1)$$

Beim Ringspaltventil bleibt die Fläche  $A$  im Ringspalt konstant, unabhängig von der kleiner werdenden Druckdifferenz bei steigendem Gegendruck  $p_{\text{Geg}}$ . Nach Bernoulli und Gleichung 4.1 nimmt die eingespritzte Masse  $m_{\text{Inj}}$  ab. Bei den beiden anderen Ventilkonzepten herrscht jedoch eine 2-Phasenströmung im Spritzloch. Im Drallventil bildet sich ein Luftkern im Inneren des Sprays aus, der sich gegenläufig zum Gegendruck  $p_{\text{Geg}}$  verhält. Steigt  $p_{\text{Geg}}$ , nimmt das Volumen des Luftkerns ab, das Spray kollabiert. Gleichzeitig vergrößert sich jedoch die effektive Fläche  $A$  im Spritzloch, so dass die eingespritzte Masse  $m_{\text{Inj}}$  konstant bleibt. Das Mehrlochventil kann die vermeintliche Mindermenge infolge des gestiegenen Gegendrucks ebenfalls kompensieren. Aufgrund des Strömungsverhaltens tritt beim Mehrlochventil Kavitation in den Spritzlöchern auf. Dieses Gaspolster verdrängt das Fluid und nimmt einen Teil des Spritzlochquerschnittes in Anspruch. Bei steigendem Gegendruck  $p_{\text{Geg}}$  verringert sich die Kavitationsausbildung, die effektive Querschnittsfläche  $A$  wird dadurch vergrößert und das Fluid findet mehr Platz zum Durchströmen des Spritzlochs vor. Die eingespritzte Menge  $m_{\text{Inj}}$  bleibt konstant.

Die Ergebnisse in Abbildung 4.1 zeigen zudem, dass in den Unterschieden der eingespritzten Massen bei den Ventilen ein umgekehrter Trend in Bezug auf den Kraftstoff vorliegt. Beim Drall- und Mehrlochventil ist der unterschiedliche Masseeintrag proportional zum Unterschied der Kraftstoffdichte  $\rho$ . Die in Abbildung 4.2 dargestellte Auftragung des eingespritzten Volumens  $V_{\text{Inj}}$  über der Zeit  $t$  zeigt, dass für die beiden Magnetventile pro Zeiteinheit alle drei Kraftstoffe unabhängig vom Gegendruck im gleichen Volumen vorliegen.



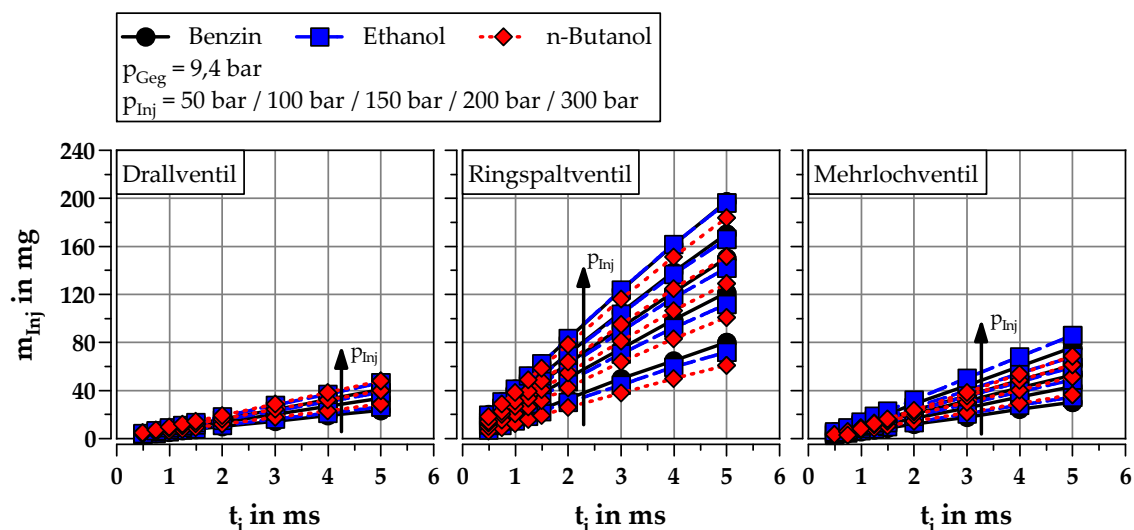
**Abbildung 4.2:** Einfluss des Gegendrucks auf das abgegebene Volumen der verschiedenen Injektorkonzepte

Beim Ringspaltventil ist der Dosierquerschnitt vollständig mit Kraftstoff gefüllt, so dass hier der Reibungseinfluss überwiegt und der Massenstrom mit zunehmender Zähigkeit des Kraftstoffs abnimmt. In Anbetracht der Viskositätswerte der drei untersuchten Kraftstoffe, von denen n-Butanol die mit Abstand höchste Zähigkeit aufweist (vgl. Tabelle A.1), lässt sich der geringere Volumenstrom der Alkohole beim Ringspaltventil begründen.

### 4.1.2 Einspritzdruckabhängigkeit

Im Folgenden wird ein möglicher Einfluss des Einspritzdrucks auf das Ventilverhalten und resultierendem Kraftstoffeintrag untersucht. In der Gegenüberstellung der drei untersuchten Ventilkonzepte zeigt Abbildung 4.3 für den ausgewählten Gegendruck von  $p_{\text{Geg}} = 9,4 \text{ bar}$  die resultierenden Einspritzmassen  $m_{\text{Inj}}$  der drei Kraftstoffe für verschiedene Einspritzdrücke  $p_{\text{Inj}}$  als Funktion der Ansteuerdauer  $t_i$ .

Bei allen drei Ventilkonzepten kann ein Anstieg der Kraftstoffmasse mit steigendem Einspritzdruck festgestellt werden. Der funktionale Zusammenhang ergibt sich erneut aus der Bernoulli-Gleichung 4.1.



**Abbildung 4.3:** Einfluss des Einspritzdrucks auf das Einspritzverhalten der verschiedenen Injektorkonzepte

In Abbildung 4.4 sind die Messergebnisse für eine Ansteuerdauer von  $t_i = 1,5 \text{ ms}$  zu sehen. Unter den Bedingungen einer späten Einspritzung im Schichtbetrieb ist die Kraftstoffmasse  $m_{\text{Inj}}$  als Funktion des Einspritzdrucks  $p_{\text{Inj}}$  aufgetragen.



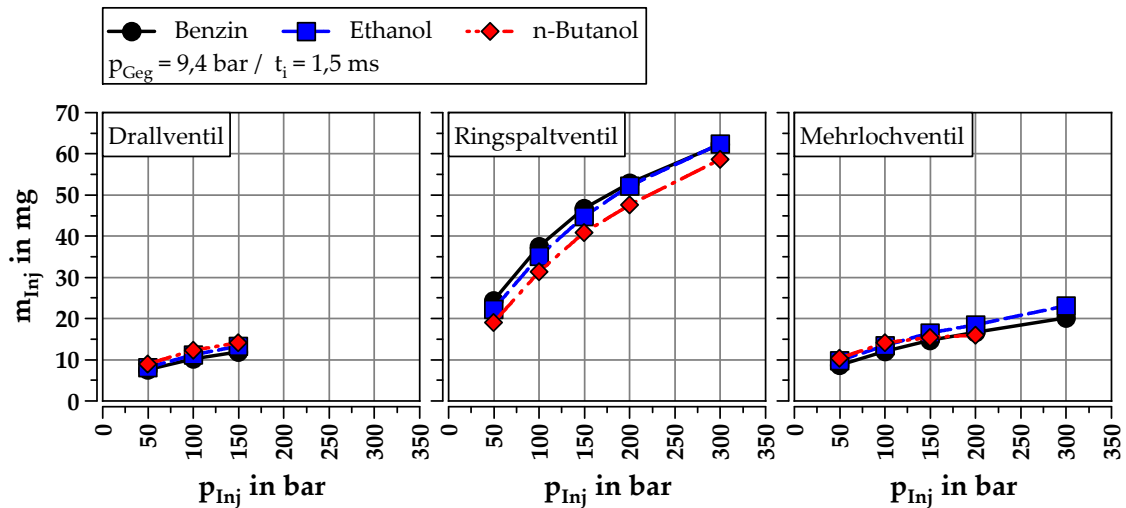


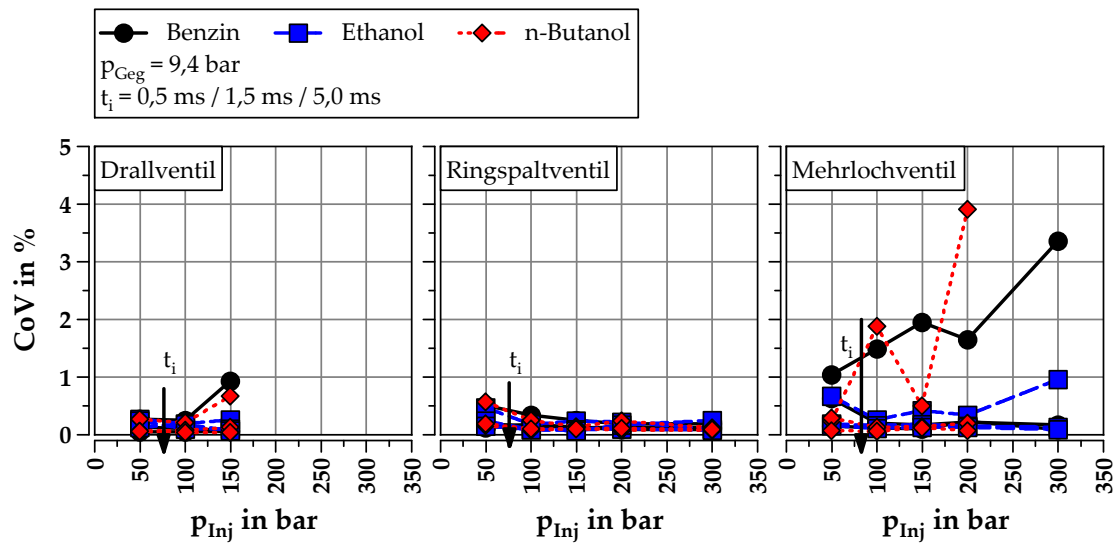
Abbildung 4.4: Eingespritzte Kraftstoffmasse als Funktion des Einspritzdrucks

Die Verläufe zeigen, dass beim Ringspaltventil mit steigendem Einspritzdruck eine Annäherung der abgegebenen Kraftstoffmasse von Benzin und Ethanol auftritt. Durch den erhöhten Einspritzimpuls wird der Reibwiderstand als Resultat der höheren Viskosität  $\nu$  des Alkohols nach und nach reduziert. Bei n-Butanol hingegen überwiegt auch noch bei hohen Einspritzdrücken der viskositätsbedingte Reibwiderstand. Unabhängig vom Kraftstoff bildet der Kurvenverlauf aller drei Ventilkonzepte naturgemäß die Wurzelfunktion nach Gleichung 4.1 ab.

### 4.1.3 Streuung

Um stets reproduzierbare Ergebnisse erzielen zu können, sollte die Streuung zwischen den einzelnen Einspritzvorgängen, also die „Schuss-zu-Schuss“-Streuung auf ein Minimum reduziert sein. Abbildung 4.5 zeigt als Maß für diese Streuung die relative Standardabweichung (engl.: *Coefficient of Variation* (CoV)) der abgesetzten Kraftstoffmasse  $m_{Inj}$  als Funktion des Einspritzdrucks  $p_{Inj}$  für ausgewählte Ansteuerdauern  $t_i$ .

Das linke Diagramm verdeutlicht, dass die abgegebene Menge des Drallventils im Bereich des maximal zulässigen Einspritzdrucks zu streuen anfängt, unabhängig vom verwendeten Kraftstoff. Dieser Sachverhalt tritt insbesondere bei kurzen Ansteuerdauern auf. Der Aktor muss gegen den hohen Kraftstoffdruck arbeiten, es stellt sich ein ballistischer Betrieb ein. Bei längeren Bestromungszeiten tritt dieses Phänomen nicht auf. Beim Ringspaltventil, im mittleren Diagramm dargestellt, ist für alle Randbedingungen eine sehr gute Reproduzierbarkeit gegeben. Sowohl für kurze Ansteuerdauern bei hohem Raildruck als auch für lange Bestromungszeiten bei geringem Ein-



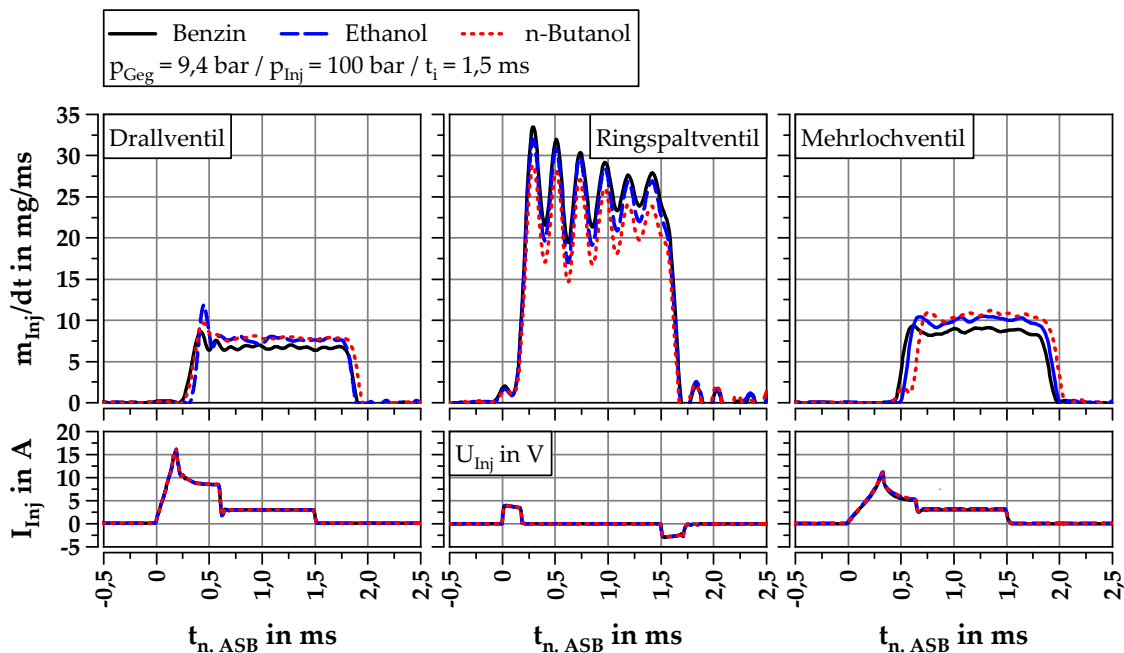
**Abbildung 4.5:** Relative Standardabweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse für verschiedene Ansteuerdauern als Funktion des Einspritzdrucks

spritzdruck wird die Einspritzmasse in einer reproduzierbaren Genauigkeit abgesetzt, unabhängig vom verwendeten Kraftstoff. Dieses Ventil wartet mit einer sehr guten Kleinstmengenfähigkeit auf, unterstützt durch den schnellen Piezo-Aktor. Durch entsprechende Parametrierung des Steuergeräts ist die Möglichkeit des Teilhubs gegeben, so dass die Nadel zwar nicht vollständig öffnet, aber trotzdem eine kleinere Menge kontrolliert abgesetzt werden kann. Das Mehrlochventil zeigt bei sehr kurzen Ansteuerdauern ebenfalls Hub-zu-Hub-Schwankungen in der Einspritzmasse, jedoch liegen die Werte innerhalb der erlaubten Toleranz. Die zuvor bereits beobachteten Aussetzer des Mehrlochventils bei n-Butanol oberhalb  $p_{\text{Inj}} = 200$  bar deuten sich bereits mit dem Anstieg des CoV an. Auch die beiden anderen Kraftstoffe weisen mit dem Anstieg des CoV auf die Grenzen des zulässigen Betriebsbereichs hin.

### 4.1.4 Öffnungs- und Schließverhalten

In Abbildung 4.6 sind die ungefilterten Einspritzratenverläufe der drei Injektorkonzepte über der Zeit nach Ansteuerbeginn  $t_{n, \text{ASB}}$  aufgetragen. Dargestellt sind die Ergebnisse für den typischen Ventilverprüfpunkt bei  $p_{\text{Inj}} = 100$  bar und  $t_i = 1,5$  ms. Der Gegendruck beträgt in dieser gewählten Darstellung  $p_{\text{Geg}} = 9,4$  bar. Die ungefilterten Daten sind für eine Beurteilung des Öffnungs- und Schließverhaltens besser geeignet, als die in Abbildung 4.7 dargestellten Verläufe. Durch die Glättung der Kurven werden die Flanken des Signals verwischt und der Bezug zwischen Ansteuersignal und Einspritzrate mit einem Versatz beaufschlagt, der einzig aus der Anpassung der Daten resultiert. In der

unteren Diagrammreihe sind die injektorspezifischen Strom- bzw. Spannungsverläufe dargestellt, aus denen sich der Ansteuerbeginn ergibt.



**Abbildung 4.6:** Verlauf der Einspritzraten der untersuchten Injektorkonzepte bei Verwendung mit unterschiedlichen Kraftstoffen

Das Drallventil öffnet beim Betrieb mit Benzin und n-Butanol nahezu gleich schnell. Der erste Anstieg im Ratensignal liegt bei ca.  $t_{n. ASB} \approx 250 \mu s$ . Ethanol folgt leicht verzögert bei ca.  $t_{n. ASB} \approx 300 \mu s$ . Beim Ringspaltventil ist ein Anstieg in der Einspritzrate unmittelbar mit Ansteuerbeginn zu erkennen. Dieser Anstieg hat eine messtechnische Ursache und ist in der Aktorik des Ventils begründet. Der HDA ordnet eine Druckänderung in der Messkammer prinzipbedingt einem Masseeintrag zu. Diese Druckänderung wird jedoch zunächst nur durch die nach außen öffnende Nadel hervorgerufen. Die Ventilnadel verdrängt durch die Bewegung nach außen das Prüfmedium und sorgt somit für einen Anstieg des Kammerdrucks. Erst unmittelbar darauf wird auch tatsächlich Kraftstoff in die Messkammer eingespritzt, und der Kammerdruck steigt weiter an. Diese Besonderheit im Zusammenhang mit der Messtechnik muss in der Bewertung unterschiedlicher Ventilkonzepte bedacht werden, stellt jedoch bei Berücksichtigung der Umstände das Messergebnis nicht in Frage. Optische Messungen an der Druckkammer bestätigen zudem die HDA-Messungen, nach denen für das Ringspaltventil eine Öffnungszeit von ca.  $t_{n. ASB} \approx 200 \mu s$  vorliegt, unabhängig vom verwendeten Kraftstoff. Beim Mehrlochventil liegen die Öffnungszeiten im Schnitt bei ca.  $t_{n. ASB} \approx 450 \dots 500 \mu s$ . n-Butanol weist hier sogar ein kleines Plateau auf. Ursache ist die hohe Zähigkeit des Kraftstoffs.

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

Beim Schließverhalten lässt sich bei den magnetbetriebenen Ventilen eine minimale Verzögerung mit n-Butanol beobachten. Dies ist in erster Linie in der Zähigkeit des Mediums begründet, wodurch die Nadel stärker abgebremst wird. Für die anderen Kraftstoffe schließt das Drallventil ca.  $t_{n, ASE} \approx 300 \mu s$  nach Ansteuerende. Das Mehrlochventil ist beim Schließvorgang geringfügig schneller als beim Öffnen, hier wird das Ventil in den vorliegenden Messergebnissen bereits nach ca.  $t_{n, ASE} \approx 400 \mu s$  geschlossen. Ein vollständiges Nadelschließen liegt hier aber auch erst wieder nach ca.  $t_{n, ASE} \approx 500 \mu s$  vor. Der Schließvorgang ist beim Mehrlochventil insgesamt ein bisschen träger, daher die Differenz zwischen Beginn und Ende des Schließvorgangs. Das Ringspaltventil ist ähnlich schnell im Schließen wie bereits auch schon im Öffnen beobachtet. Bei  $t_{n, ASE} \approx 200 \mu s$  wird hier kein Kraftstoff mehr eingespritzt. All diese Beobachtungen werden in späteren optischen Untersuchungen an der Druckkammer bestätigt.

In Abbildung 4.7 hingegen sind zur besseren Visualisierung der Unterschiede in den Einspritzraten die gefilterten Verläufe dargestellt. Die angewandte Filterfunktion ist im Unterkapitel C des Anhangs erläutert. Hier bestätigt sich noch einmal das Gesamtbild vom Einspritzverhalten der drei untersuchten Injektorkonzepte bei Verwendung der untersuchten Kraftstoffe. Es lassen sich anhand der Verläufe die zuvor in den vorangegangenen Betrachtungen getätigten Aussagen bezüglich des Masseeintrags  $m_{inj}$  wiederfinden.

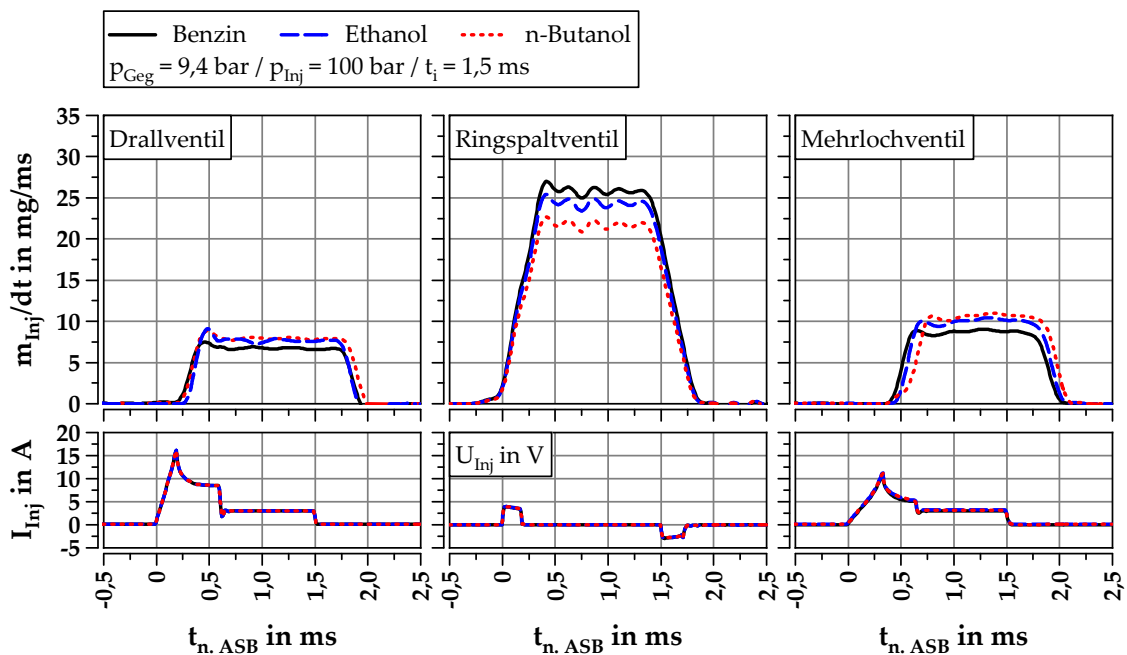


Abbildung 4.7: Geglättete Einspritzratenverläufe der untersuchten Injektorkonzepte

Zusammenfassend lässt sich nach der eingehenden Untersuchung der drei Ventilkonzepte bei Verwendung der ausgewählten Kraftstoffe festhalten, dass die Viskosität einen ganz erheblichen Einfluss auf das Dosierverhalten des Injektors nimmt.

## 4.2 Gemischbildung unter stationären Bedingungen

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen unter stationären Bedingungen vorgestellt und diskutiert. Ziel dieser Untersuchungen ist die Überprüfung wichtiger Kenngrößen von Kraftstoffsprays beim Einsatz von Alkoholen. Zu diesen Kenngrößen zählt neben der axialen Eindringtiefe  $y$  der Strahlwinkel  $\alpha_{st}$ . Während die mögliche Eindringtiefe durch den Kolben begrenzt ist und eine Benetzung von dessen Oberfläche vermieden werden sollte, ist der Strahlwinkel für die sichere Zündung im Schichtbetrieb eine wichtige Auslegungsgröße. Zudem bedingt er bei entsprechender Größe unter Umständen die Benetzung der Brennraumwände, was sich ebenfalls negativ auf die nachfolgende Verbrennung auswirken kann.

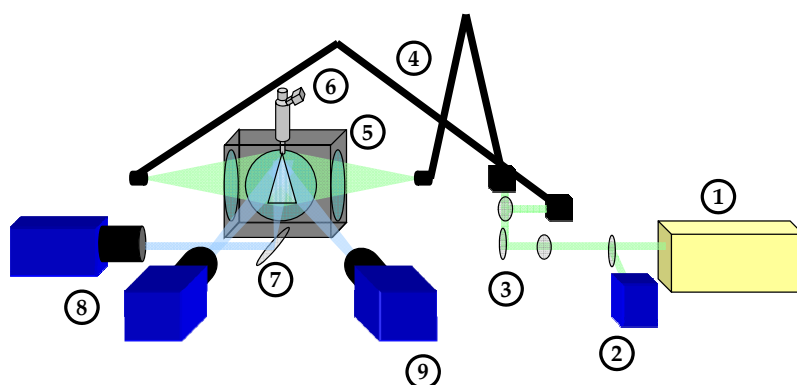
Zur Charakterisierung der geometrischen Spraygrößen werden die in Tabelle 4.3 aufgeführten Betriebsbedingungen eingestellt, welche die Bedingungen eines modernen Ottomotors zu den jeweiligen Zeitpunkten der Einspritzung abbilden. Während der Betriebspunkt 1 die Einspritzung während des Ansaugtaktes im Homogenbetrieb darstellt, wird mit Betriebspunkt 2 die Einspritzung unmittelbar vor der Zündung im Kompressionstakt untersucht. Für den Homogenbetrieb wird der aufgeladene Betrieb bei hoher Last angenommen. Die Einspritzmasse  $m_{inj}$  ist dem jeweiligen Betriebspunkt entsprechend angepasst. Bei den Gemischbildungsuntersuchungen wird der sonst üblichen konstanten Ansteuerdauer  $t_i$  die Gleichstellung der Einspritzmasse  $m_{inj}$  vorgezogen. Dies trägt den durch die unterschiedlichen Stoffeigenschaften der Kraftstoffe auftretenden Unterschieden im Einspritzverhalten Rechnung. Die notwendige Ansteuerdauer  $t_i$  wird aus den in Unterkapitel 4.1 gewonnenen Kennlinien bestimmt.

**Tabelle 4.3:** Untersuchte Betriebsbedingungen an der Druckkammer

			Betriebspunkt 1 (Homogen)	Betriebspunkt 2 (Schicht)
<b>Gegendruck</b>	$p_{Geg}$	in bar	2,0	9,4
<b>Gastemperatur</b>	$T_{Gas}$	in °C	35	220
<b>Kraftstofftemperatur</b>	$T_{Fuel}$	in °C	60	60
<b>Einspritzdruck</b>	$p_{inj}$	in bar	150 bzw. 200	150 bzw. 200
<b>Einspritzmasse</b>	$m_{inj}$	in mg	55	15

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

In Abbildung 4.8 ist die Versuchsanordnung schematisch dargestellt. Der Injektor (⑥) ist zentral im oberen Bereich der Druckkammer (⑤) eingespannt. Ein frequenzvervierfacher, senkrecht polarisierter Nd:YAG-Laser (①, Quanta-Ray, Spectra Physics) dient als Lichtquelle. Der Laser emittiert Licht der Wellenlänge  $\lambda_{\text{exc}} = 266 \text{ nm}$  und wird mit einer Frequenz von  $f = 10 \text{ Hz}$  betrieben. Zur Überwachung der Laserenergie werden mittels Strahlteiler rund 5 % des Laserlichts unmittelbar nach dem Austritt ausgeblendet und auf eine Photodiode (②) geführt. So können Schwankungen in der Laserenergie, typischerweise  $\pm 5 \%$  der durchschnittlichen Maximalenergie, erfasst und softwareseitig korrigiert werden. Mit Hilfe der nachfolgenden Linsenanordnung und eines weiteren Strahlteilers (③) wird zunächst ein Lichtschnitt aufgespannt, welcher dann in zwei Teile aufgespalten wird. Über Laserlichtführungsarme (④) werden die beiden Laserlichtschnitte in einer gegenläufigen Anordnung in die Kammer eingekoppelt. So lassen sich Absorptions- und Reflexionseffekte minimieren und das Spray wird vollständig und homogen ausgeleuchtet. Durch das Verdrehen der  $\lambda/2$ -Platte (③) können die Laserstrahlpolarisation und folglich die Energieniveaus der beiden Teilstrahlen angepasst werden.



**Abbildung 4.8:** Schematischer Versuchsaufbau der stationären Gemischbildungsuntersuchungen an der Druckkammer

Zur Erfassung der Messsignale werden 12 bit CCD-Kameras verwendet. Eine Kamera vom Typ SensiCam QE (⑨) detektiert das Fluoreszenzsignal des Exciplexes, der sich bei Anregung mit Laserlicht in der Flüssigphase des Benzins bildet. Dazu wird ein Mikro-Nikkor-Objektiv (Nikon, 60 mm /  $f_B = 2,8$ ) mit einer Kombination aus Langpassfilter GG455 und Notchfilter 532 verwendet. Diese Filterkombination ermöglicht die Detektion des emittierten Lichts der Wellenlänge  $\lambda_{\text{em}} > 455 \text{ nm}$  und blendet das Anregungslicht im Bereich der 2. Harmonischen bei  $\lambda_{\text{em}} = 532 \text{ nm}$  aus. Zur Detektion der Gasphase über LIEF und LIF sowie zur Erfassung des Mie-Streulichtes kommen je zwei bildverstärkte ICCD-Kameras vom Typ DiCam (⑧) zum Einsatz. Beide Kameras sind mit UV-Nikkor-Objektiven (Nikon, 105 mm /  $f_B = 4,5$ ) ausgestattet. Das

Mie-Signal wird mit einem Bandpassfilter 266 gefiltert. Dieser Filter hat lediglich im Bereich um  $\lambda_{\text{em}} = 266 \text{ nm}$  eine nennenswerte Transmission. Ein Spiegel (⑦) ermöglicht die seitliche Anordnung einer der drei Kameras. Aufgrund des Platzmangels vor der Kammer kann so der Winkel zwischen der Aufnahmeebene und den Realkoordinaten möglichst klein gehalten werden. Die Gasphase des Benzins wird mit einer Kombination aus Langpassfilter WG 280 und Bandpassfilter UG 11 gefiltert. Da bei den Alkoholen kein LIEF eingesetzt werden kann, werden hier nur die beiden ICCD-Kameras verwendet, wobei die eine Kamera mit einem Hochpassfilter bestückt ist, der mit einer oberhalb  $\lambda_{\text{em}} = 266 \text{ nm}$  einsetzenden Transmission die Mie-Streuung abblockt. Ein Signalabgleich zwischen Mie und LIF lässt in der Nachbearbeitung Rückschlüsse auf die Gasphase der Alkoholkraftstoffe zu.

Die Sprayausbreitung wird in Zeitschritten von  $\Delta t = 0,1 \text{ ms}$  analysiert. Pro Zeitpunkt der Einspritzung werden bei einer Frequenz von  $f = 0,05 \text{ Hz}$  insgesamt 10 Bilder aufgenommen. Dieser Abstand zwischen zwei Aufnahmen ist so gewählt, dass eine vollständige Spülung der Kammer mit Stickstoff gewährleistet ist und der Kraftstoff der vorausgegangenen Einspritzung restlos aus der Kammer entfernt wird. Das untersuchte Zeitfenster setzt sich aus der Dauer der für den gewünschten Masseintrag erforderlichen elektrischen Ansteuerung  $t_i$  sowie einer zusätzlichen Messzeit von  $t = 1,0 \text{ ms}$  zusammen. Da das Mehrlochventil ein trägeres Ansprechverhalten beim Öffnungs- und Schließvorgang zeigt (vgl. Abbildung 4.6), beträgt die zusätzliche Aufnahmezeit hier  $t = 1,5 \text{ ms}$ .

Durch die Erfassung der Laserenergie bei jeder Aufnahme kann nachfolgend eine Korrektur der Signalintensität  $I$  vorgenommen werden. Zusätzlich wird vor jeder Messreihe ein Hintergrundbild aufgenommen, welches bei der Nachbearbeitung von der Aufnahme abgezogen wird, um etwa Reflexionen an der Injektorspitze, die das Gesamtbild beeinflussen können, zu minimieren. Aufgrund der räumlichen Gegebenheiten stehen die Kameras in unterschiedlichen Blickwinkeln zur Lichtschnittebene. Daher wird mit Hilfe einer Kalibrierplatte und entsprechender Algorithmen der Datenerfassungssoftware eine Korrektur der Messdaten auf die Realkoordinaten vorgenommen. Nach dem Mitteln der 10 Einzelbilder und einer Reduzierung des Hintergrundrauschens lassen sich mit Hilfe eines Algorithmus die axiale Penetration  $y$  und der Strahlwinkel  $\alpha_{\text{St}}$  bestimmen.

Der Algorithmus addiert zunächst die Signalintensität  $I$  der einzelnen Bildpunkte für jede Zeile  $i$  bzw. für jede Spalte  $j$  zum entsprechenden Zeitpunkt der Aufnahme (siehe Gleichung 4.2 & Gleichung 4.3).

## 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

$$I_i = \sum_{j=1}^{j=m} I_{\text{Pixel}_{i,j}} \quad (4.2)$$

$$I_j = \sum_{i=1}^{i=n} I_{\text{Pixel}_{i,j}} \quad (4.3)$$

Die resultierenden Werte für die Intensität pro Zeile  $I_i$  bzw. pro Spalte  $I_j$  werden anschließend in Gleichung 4.4 zur Gesamtintensität  $I_{\text{ges}}$  des Aufnahmezeitpunktes aufsummiert:

$$I_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^{i=n} I_i = \sum_{j=1}^{j=m} I_j \quad (4.4)$$

Zur Feststellung der axialen Penetration  $y$  durchläuft der Algorithmus das gewonnene Intensitätsprofil zeilenweise vom Strahlursprung bis zum Erreichen eines Schwellwertes von 95% der Gesamtintensität  $I_{\text{ges}}$ . Um den Strahlwinkel  $\alpha_{\text{St}}$  zu bestimmen, nähert sich der Algorithmus dem Injektor spaltenweise von beiden Seiten entlang einer horizontalen Linie, die sich in einem definierten Abstand zum Strahlursprung befindet. Sobald auch hier ein Schwellwert erreicht ist, lässt sich über einfache trigonometrische Ansätze der Strahlwinkel  $\alpha_{\text{St}}$  berechnen. Da beim Ringspaltventil aufgrund der Funktionsweise der Strahlursprung nicht mit dem geometrischen Strahlursprung korreliert, muss bei der Strahlwinkelbestimmung dieses Ventils eine entsprechende Anpassung des Ursprungs in negative  $y$ -Richtung vorgenommen werden.

### 4.2.1 Bewertung der axialen Penetration

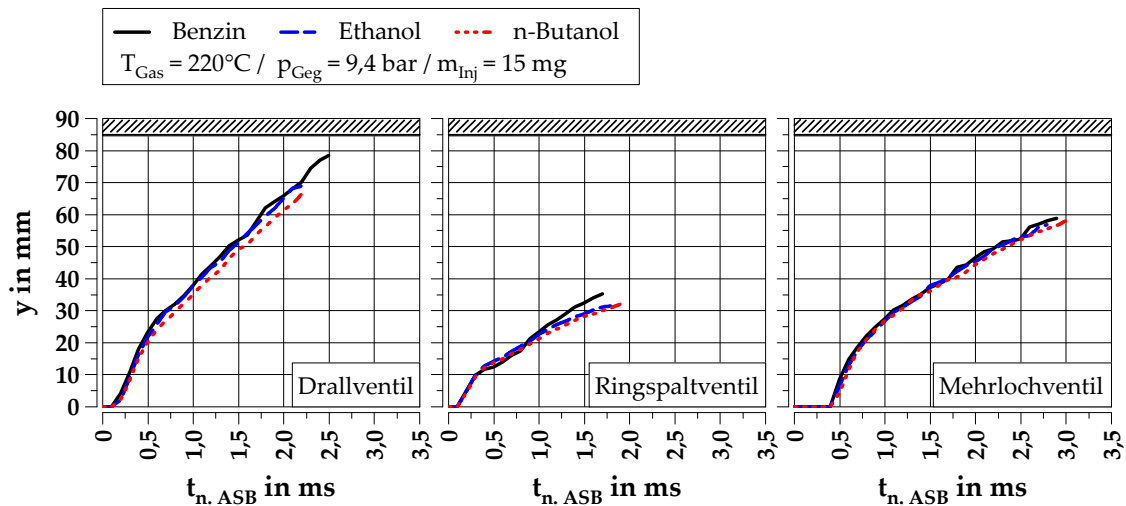
Die axiale Penetration oder auch Eindringtiefe ist, wie bereits einleitend in diesem Kapitel geschildert, eine geometrische Größe, deren Stellenwert bei der Vermeidung von Emissionen zum Tragen kommt. Aufgrund des engen Zeitfensters für die Gemischbildung und in Verbindung mit der Kolbenposition zum Zeitpunkt der Einspritzung resultieren geometrische Grenzen, die unbedingt eingehalten werden sollten, um die Benetzung der Kolbenoberfläche zu vermeiden. Andernfalls sind erhöhte HC- und Partikelemissionen die Folge [68].

Abbildung 4.9 zeigt die Ergebnisse der Messreihen unter Bedingungen des Schichtbetriebs, also bei erhöhtem Gegendruck  $p_{\text{Geg}}$  und erhöhter Gastemperatur  $T_{\text{Gas}}$ . Aufgetra-



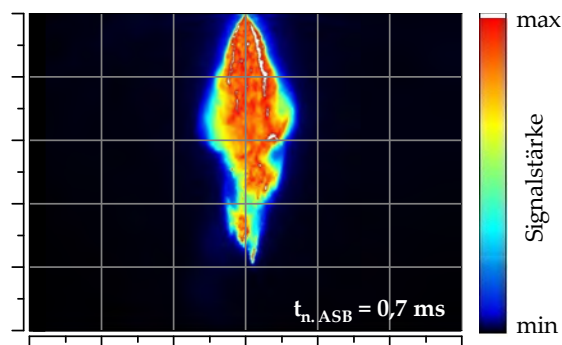
## 4.2 Gemischbildung unter stationären Bedingungen

gen ist jeweils die Eindringtiefe der Flüssigphase vom Spray der drei Injektorkonzepte für den jeweiligen Kraftstoff in y-Richtung entlang der Injektorachse über der Zeit nach Ansteuerbeginn  $t_{n, ASB}$ . Die Grenze des einsehbaren Bereichs ist durch die schraffierte Fläche ab einer Eindringtiefe von  $y > 85$  mm gekennzeichnet.



**Abbildung 4.9:** Axiale Penetration der Flüssigphase im Schichtbetrieb

Die Verläufe der Eindringtiefe sind beim Drallventil anfangs durch den für dieses Injektorkonzept typischen Vorstrahl geprägt. Dieser Vorstrahl birgt aufgrund seiner großen Penetrationsrate die Gefahr der Kolbenbenetzung. Durch die zu diesem Zeitpunkt der Einspritzung noch nicht ausgebildete Rotation der Flüssigkeit kommt es zur Bildung großer Tropfen an der Strahlspitze, wie in der Momentaufnahme in Abbildung 4.10 deutlich zu sehen ist:

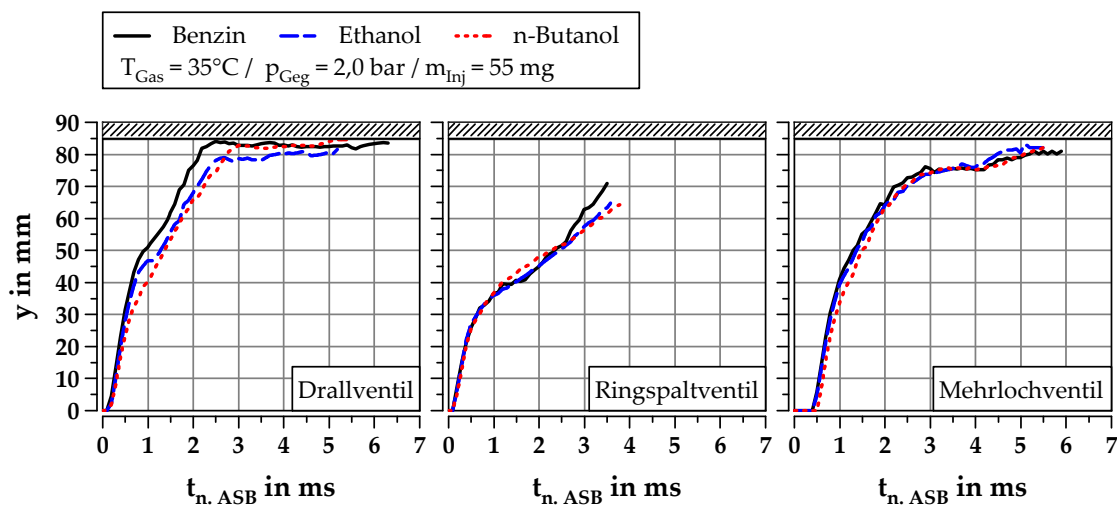


**Abbildung 4.10:** Tropfen im Vorstrahl des Drallventils bei  $t_{n, ASB} = 0,7$  ms (Flüssigphase Ethanol, Einzelbild)

Die Penetration  $y$  ist für alle Kraftstoffe nahezu gleich. Lediglich n-Butanol hat eine geringfügig niedrigere Eindringgeschwindigkeit. Folglich bleibt der Kraftstoff in

der Penetration hinter den beiden anderen zurück. Beim Drallventil wird der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  strömungsmechanisch über die Stärke der Drallkomponente erzeugt. Das Verhältnis von Axial- zu Radialkomponente des Geschwindigkeitsvektors bestimmt bei diesem Injektorkonzept die Größe des Strahlwinkels  $\alpha_{St}$ . Aus diesem Grund wirkt sich beim Drallventil die Zähigkeit des Fluids auf den Strahlwinkel aus (vgl. Abbildung 4.13) und damit in der Konsequenz auch auf die Penetration, die beim viskoserem Medium n-Butanol geringer ausfällt. Bei den beiden anderen untersuchten Ventilkonzepten wirkt sich die erhöhte Viskosität  $\nu$  nicht auf das Eindringverhalten aus. Bei Ringspalt- und Mehrlochventil wird der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  durch die geometrische Ausrichtung vom Ringspalt bzw. von den Spritzlöchern vorgegeben. Daher ist hier der Strahlwinkel von den Medieneigenschaften unabhängig und nimmt keinen Einfluss auf die Penetration. Der beim Ringspaltventil zu beobachtende Anstieg der Penetrationsrate für Benzin erfolgt unmittelbar nach Ansteuerende und beschreibt den Übergang von impuls- zu wirbelinduzierter Penetration. Durch den nach dem Schließen des Injektors ausbleibenden Impuls des nachströmenden Kraftstoffs gewinnt der Toruswirbel an Dominanz und beschleunigt die Penetration des Kraftstoffs sprays.

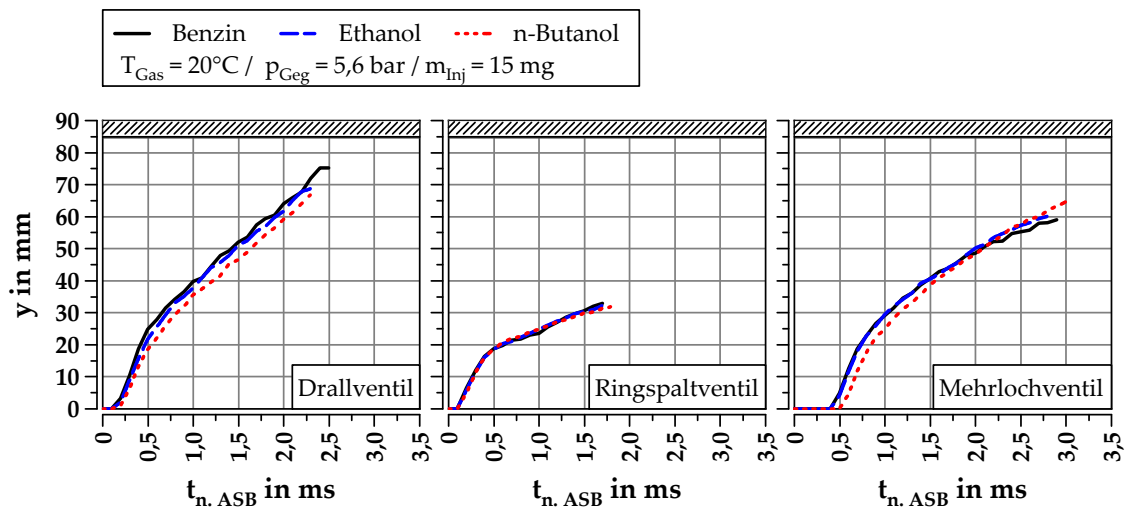
Die axiale Eindringtiefe  $y$  unter den kalten Bedingungen des aufgeladenen Homogenbetriebs ist in Abbildung 4.11 zu sehen, erneut aufgetragen über der Zeit nach Ansteuerbeginn  $t_{n, ASB}$ . Auch unter den veränderten Umgebungsbedingungen bestätigen sich die Beobachtungen, die bei der Betrachtung der Penetrationsverläufe im Schichtbetrieb gemacht werden, wenn auch mit leichten Abweichungen. So liegt hier die Penetration des Ethanol's beim Drallventil nach Übergang des Vorstrahls in das Gesamtspray leicht unter der Penetration  $y$  von Benzin auf dem Niveau von n-Butanol.



**Abbildung 4.11:** Axiale Penetration der Flüssigphase im Homogenbetrieb

Generell kann für alle Ventilkonzepte ein ähnliches Verhalten als Funktion des Kraftstoffs beobachtet werden. Unterschiede gibt es lediglich in den Absolutwerten der Penetration  $y$ , die insbesondere im Schichtbetrieb deutlich werden. Während beim Drallventil der gesamte Kraftstoff in einer Spraykeule konzentriert ist und senkrecht Richtung Kolben gespritzt wird, verteilt sich die Einspritzmasse  $m_{\text{Inj}}$  beim Ringspaltventil ringförmig über eine größere Fläche. Die Stirnfläche des Sprays ist dabei deutlich größer, und die Impulsdichte nimmt aufgrund der Verteilung über dem vollen Injektorumfang ab. Als Resultat dessen lässt sich eine deutlich geringere Eindringtiefe beobachten. Das Mehrlochventil liegt zwischen den beiden anderen Injektorkonzepten. Hier verteilt sich der Impuls des Kraftstoffs auf mehrere Spraykeulen, die zudem in einem Winkel zum Kolben in den Brennraum eindringen.

Aus der Literatur ist bekannt, dass die Penetration bei steigender Gasdichte bzw. Gegendruck abnimmt [45, 76, 150]. Im Rahmen dieser Untersuchungen lässt sich aufgrund der gleichgestellten Einspritzmasse bei den Bedingungen des Schichtbetriebs der Temperatureinfluss sehr gut analysieren. Zu diesem Zweck wird ein Vergleich angestellt zwischen den in Abbildung 4.9 dargestellten Ergebnissen bei heißen Bedingungen und den in Abbildung 4.12 gezeigten Verläufen der Penetration, die sich bei unveränderter Gasdichte (eingestellt über  $p_{\text{Geg}} = 5,6 \text{ bar}$ ) unter kalten Bedingungen ( $T_{\text{Gas}} = 20^\circ \text{C}$ ) ergeben.



**Abbildung 4.12:** Axiale Penetration der Flüssigphase unter kalten Bedingungen bei Gasdichte des Schichtbetrieb

Es zeigt sich, dass es keinen signifikanten Unterschied in der resultierenden Penetration der Kraftstoffsprays gibt, unabhängig von der vorherrschenden Temperatur und vom verwendeten Kraftstoff. Dennoch ist dieser Vergleich von Bedeutung. In der heißen Umgebung des Schichtbetriebs ist der Dampfanteil mit ca. 60 % sehr hoch [127].

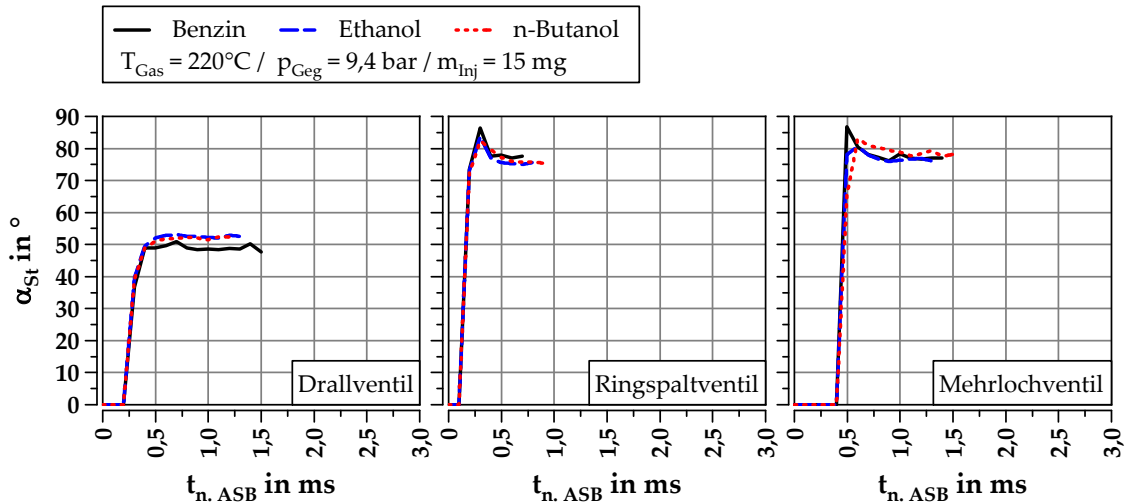
Dies bedeutet, dass die Penetration eine reine Funktion der Gasdichte und des Sprayimpulses ist und nicht von der Phase des Kraftstoffs abhängt, solange der Kraftstoff nicht vollständig verdampft ist. Als mögliche Konsequenz lässt sich der Einspritzdruck als geeigneter Parameter zur  $\lambda$ -Steuerung im Schichtbetrieb definieren.

### 4.2.2 Bewertung des Strahlwinkels

Der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  ist eine weitere, wichtige Kenngröße, die es bei der Brennverfahrensauslegung zu berücksichtigen gilt. Der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  hat, wie auch schon die axiale Penetration  $y$ , einen erheblichen Einfluss auf die Benetzung von Kolbenboden und Brennraumwand. Als Folge einer solchen Benetzung stellen sich in Abhängigkeit vom Betriebspunkt starke Rußemissionen ein, und es kommt mit der Zeit zu einem Kraftstoffeintrag ins Öl und resultierender Ölverdünnung. Darüber hinaus führt eine Wechselwirkung mit den Einlassventilen zu einer Ablenkung des Sprays und folglich zu einer Verformung des Spraybildes. So wird die Qualität der räumlichen Kraftstoffverteilung gemindert, mit der Folge von Inhomogenitäten bzw. dem Ausbleiben von zündfähigem Gemisch in der Nähe der Zündkerze. Zündaussetzer und erhöhte Rußemissionen können die Folge sein. Die Benetzung der Zündkerze kann ebenfalls Fehlzündungen hervorrufen, wenn dort zu fettes Gemisch vorliegt. Bei zu viel Kraftstoff im Bereich der Zündkerze kann es durch Temperaturspitzen während der Verbrennung zu erhöhter Bauteilbelastung mit einhergehenden Konsequenzen für die Lebensdauer kommen.

Die Bewertung des Strahlwinkels  $\alpha_{St}$  erfolgt für die Kraftstoffe an dieser Stelle jedoch nur für den Zeitraum der jeweiligen Ansteuerdauer. Eine Beurteilung über die Ansteuerdauer hinaus würde das Ergebnis aufgrund des ausbleibenden Sprayimpulses verfälschen. Dann ist der Einfluss des Einspritzimpulses nicht mehr vorhanden und der Strahlwinkel zerfällt im Zuge der weiteren Verdampfung. Im Schichtbetrieb erfolgt die Zündung ohnehin noch während der Einspritzung, beim Homogenbetrieb zerfällt der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  und nimmt kleinere Werte an, deren Betrag für die Gefahr der Kolben- bzw. Wandbenetzung keine tragende Rolle spielt. Die Zündung erfolgt hier erst zu viel späteren Zeitpunkten, an denen die Einflüsse des Einspritzvorgangs auf die Gemischbildung nur noch eine untergeordnete Rolle spielen.

Unter den Bedingungen des Schichtbetriebs wird in Abbildung 4.13 der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  der Ventile dargestellt. Aufgetragen ist der Strahlwinkel  $\alpha_{St}$  über der Zeit nach Ansteuerbeginn  $t_{n. ASB}$ .



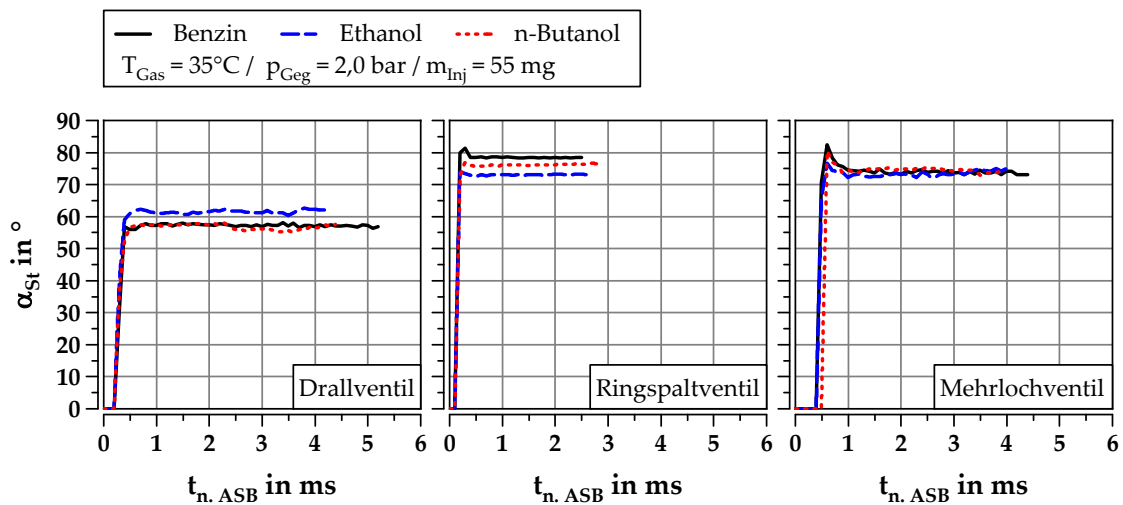
**Abbildung 4.13:** Ausbildung des Strahlwinkels unter den heißen Bedingungen des Schichtbetriebs

Beim Ringspaltventil und beim Mehrlochventil lassen sich keine kraftstoffbedingten Änderungen in der Ausbildung des Strahlwinkels  $\alpha_{\text{St}}$  beobachten. Für beide Ventilkonzepte stellen sich mit allen drei Kraftstoffen konstante Strahlwinkel ein. Beim Ringspaltventil betragen diese ca.  $\alpha_{\text{St}} \approx 76^\circ$ , beim Mehrlochventil ca.  $\alpha_{\text{St}} \approx 77^\circ$ . Die Strahlwinkel  $\alpha_{\text{St}}$  des Drallventils unterscheiden sich indes geringfügig. So liegt der Strahlwinkel für Benzin leicht unterhalb, die Strahlwinkel der beiden Alkohole leicht oberhalb  $\alpha_{\text{St}} = 50^\circ$ . Dies ist auf den für das Drallventil typischen Zusammenhang zwischen der Viskosität  $\nu$  des Fluids und der Ausprägung von Strahlwinkel  $\alpha_{\text{St}}$  und axialer Eindringtiefe  $y$  zurückzuführen. Dieser Sachverhalt wurde bereits in den Ergebnissen der Untersuchungen zur axialen Penetration beschrieben (vgl. Abschnitt 4.2.1) und erklärt, warum die beiden Alkohole einen geringfügig größeren Strahlwinkel vorweisen. Dies zeigen auch die LIF-Aufnahmen der Sprays (vgl. dazu Abbildung 4.17), wo deutlich wird, dass der Strahlwinkel der Alkoholsprays weniger zusammenklappt.

Auch unter den Bedingungen des Homogenbetriebs, bei denen der Gegendruck niedriger ist als beim heißen Schichtbetrieb, kann das Mehrlochventil mit einem durchgängig stabilen Strahlwinkel  $\alpha_{\text{St}}$  aufwarten. Wie in Abbildung 4.14 zu sehen ist, liegt dessen Wert für alle drei Kraftstoffe bei  $\alpha_{\text{St}} = 75^\circ$ . Beim Ringspaltventil zeigt sich ein leicht differenziertes Bild. Hier weist Benzin mit  $\alpha_{\text{St}} = 78^\circ$  den größten Strahlwinkel auf. Diesem folgen n-Butanol mit  $\alpha_{\text{St}} = 76^\circ$  und Ethanol mit  $\alpha_{\text{St}} = 74^\circ$ . Auch beim Drallventil unterscheiden sich die Strahlwinkel der untersuchten Kraftstoffe. Bei diesem Ventilkonzept hat Ethanol den größten Strahlwinkel mit  $\alpha_{\text{St}} = 62^\circ$ . Die Strahlwinkel von Benzin und n-Butanol sind mit  $\alpha_{\text{St}} = 56^\circ$  weitestgehend identisch. Allen Ventilkonzepten

## 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

ist jedoch gemein, dass die Stabilität der Strahlwinkel  $\alpha_{st}$  nicht von den Kraftstoffen beeinträchtigt wird.



**Abbildung 4.14:** Auszubildung des Strahlwinkels unter den Bedingungen des Homogenbetriebs

Die durch die kalten und heißen Bedingungen hervorgerufenen Unterschiede in der Gasdichte wirken sich am deutlichsten auf den Strahlwinkel  $\alpha_{st}$  des Drallventils aus. Während die unter heißen Bedingungen höhere Viskosität  $\nu$  des Gases bewirkt, dass der Strahlwinkel  $\alpha_{st}$  des Mehrlochventils breiter aufgefächert wird, bleibt das Spraybild des Ringspaltventils nahezu unverändert bei Wechsel der Umgebungsbedingungen. Das Spray des Drallventils hingegen kollabiert bei höherem Gegendruck  $p_{Geg}$ , mit kleinerem Strahlwinkel  $\alpha_{st}$  als Folge. Diese Beobachtungen sind jedoch keine Funktion des Kraftstoffs und werden sowohl für Benzin als auch für die Alkohole gemacht.

### 4.2.3 Bewertung der Zerstäubungsgüte

Die Weber-Zahl  $We$  als Maß für die Tropfenverformung dient zur Charakterisierung der Zerstäubungsgüte eines Sprays und wird gemäß Gleichung 4.5 gebildet aus der Dichte des Kraftstoffs  $\rho$ , der relativen Strömungsgeschwindigkeit  $v$ , der charakteristischen Länge  $L$  sowie der Oberflächenspannung  $\sigma$ :

$$We = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot L}{\sigma} \quad (4.5)$$

Nach Einsetzen der entsprechenden Stoffwerte (vgl. dazu Tabelle A.1) erhält man als Ergebnis das über Gleichung 4.6 zum Ausdruck gebrachte Weber-Zahl-Verhältnis der

## 4.2 Gemischbildung unter stationären Bedingungen

drei Kraftstoffe. Dies prognostiziert für Ethanol eine leichte Verbesserung und für n-Butanol eine leichte Verschlechterung der Zerstäubung gegenüber Benzin:

$$We_{n\text{-Butanol}} < We_{\text{Benzin}} < We_{\text{Ethanol}} \quad (4.6)$$

An einem Großmodell lassen sich in einem Maßstab von 24:1 größenskalierte Spritzlochscheiben aus Plexiglas untersuchen. Durch die Anwendung der Ähnlichkeitstheorie können so mittels optischer Messtechnik die Strahleigenschaften und die Innenströmung von Einspritzventilen untersucht werden [55]. Versuche, bei denen die Weber-Zahl in einem für die Einspritzgeschwindigkeiten der BDE relevanten Bereich zwischen  $We = 10^5 \dots 10^7$  variiert wurde, haben gezeigt, dass die untersuchte Änderung einen insgesamt sehr kleinen Einfluss auf den Strahlaufbruch und den anschließenden Tropfenzerfall nach sich zieht [2]. Somit kann an dieser Stelle die Weberzahl aufgrund ihrer geringen Auswirkung auf das Gesamtspray vernachlässigt werden.

Dagegen hat die Reynolds-Zahl  $Re$  einen größeren Einfluss auf die Zerstäubung [96].  $Re$  beschreibt das Turbulenzverhalten von geometrisch ähnlichen Stoffen und wird bestimmt nach Gleichung 4.7, wobei hier neben  $v$  und  $L$  auch die kinematische Viskosität  $\nu$  des Kraftstoffs eingeht:

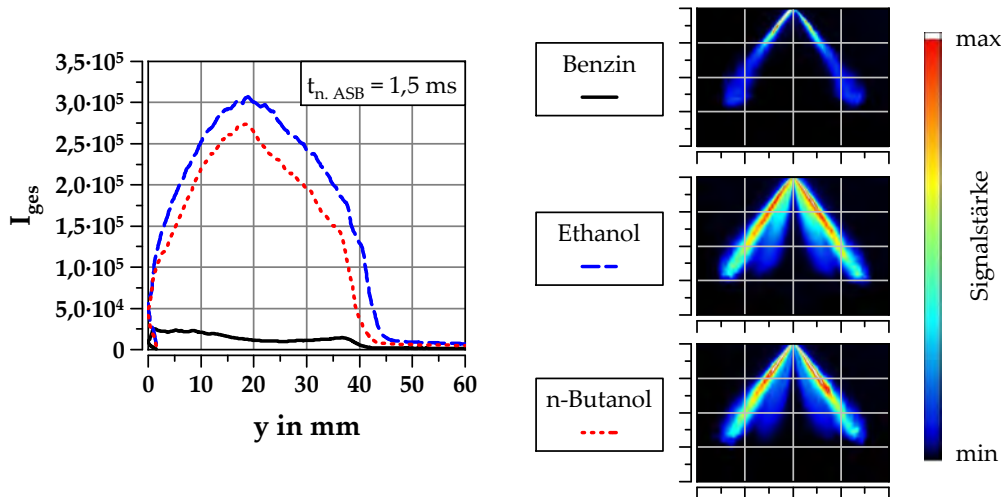
$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \quad (4.7)$$

Für den Vergleich der drei Kraftstoffe untereinander gilt daher mit den entsprechenden Stoffwerten der durch Gleichung 4.8 aufgestellte Zusammenhang. Ausgehend von diesem Vergleich ist zu erwarten, dass sich bei n-Butanol eine weniger turbulente Strömung einstellt als bei Ethanol:

$$Re_{n\text{-Butanol}} < Re_{\text{Ethanol}} < Re_{\text{Benzin}} \quad (4.8)$$

Um diese theoretischen Überlegungen zu bestätigen, werden die an der Druckkammer aufgenommenen Spraybilder auf unterschiedliche Zerstäubungsverhalten hin untersucht. In Abbildung 4.15 sind links die integralen Signalintensitätsprofile aus dem Mie-Signal für Kraftstoffsprays des Mehrlochventils abgebildet, aufgetragen über der Eindringtiefe  $y$ . Die Darstellungen rechts zeigen die entsprechenden Sprays zum Zeitpunkt  $t_{n. ASB} = 1,5 \text{ ms}$ . Zur besseren Visualisierung des Gesamteindrucks ist in der rechten Darstellung das Benzinspray im Vergleich zu den Alkoholsprays vierfach aufgehellt abgebildet.

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung



**Abbildung 4.15:** Integrale Signalintensität (Mie-Signal) als Merkmal der Zerstäubungsgüte am Beispiel des Mehrlochventils (Schichtbetrieb)

Schon der Vergleich des aufgehellten Bildes vom Benzinspray mit den beiden Alkoholsprays zeigt eine veränderte Zerstäubung. Die Gesamtsignalintensität  $I_{\text{ges}}$  ist für die Alkohole um ein Vielfaches höher als für Benzin. Der Brechungsindex wird in der Literatur für alle drei Kraftstoffe in einem Bereich von  $n_B = 1,36 \dots 1,43$  angegeben (vgl. Tabelle A.1). Aufgrund der Tatsache, dass ein möglicherweise unterschiedliches Brechungsverhalten des Lichts an den Tropfen infolge der unterschiedlichen Stoffeigenschaften somit ausgeschlossen werden kann, lässt sich anhand des in Gleichung 4.9 zum Ausdruck gebrachten Zusammenhangs zwischen Mie-Signal und Durchmesser des streuenden Objektes von der Intensität der Mie-Streuung  $I_{\text{Mie}}$  auf den Tropfendurchmesser  $d$  bzw. die Tropfengröße schließen:

$$I_{\text{Mie}} \propto d^2 \quad (4.9)$$

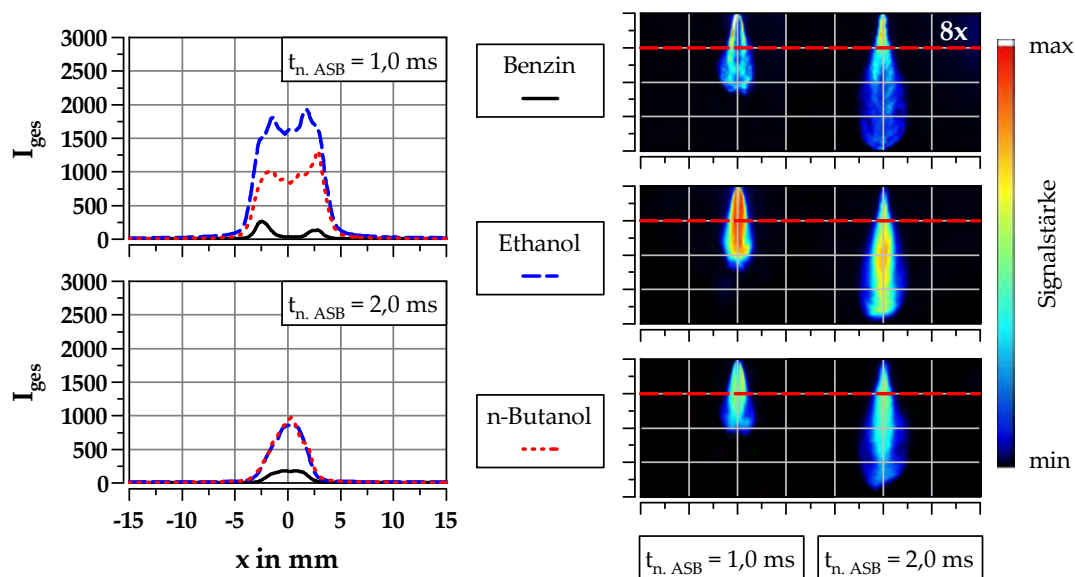
Je kleiner die mittleren Tropfendurchmesser sind, desto geringer ist die über alle Pixel aufsummierte integrale Bildhelligkeit im Bereich des Sprays. In diesem Zusammenhang ist jedoch unbedingt zu berücksichtigen, dass bei allen Messungen in dichten Sprays auch Mehrfachstreuung auftritt. Dies gilt insbesondere für große Tropfen. So bleibt es bei einer rein qualitativen Betrachtung. Die Tropfengröße kann anhand dieser Daten nicht quantifiziert werden.

Die Abnahme der Zerstäubungsgüte bei der Gemischbildung mit Alkoholkraftstoffen wird durch die Beobachtungen zur Penetration in Abschnitt 4.2.1 untermauert. In Abbildung 4.11 ist beim Ringspaltventil deutlich der bereits beschriebene Übergang von



impuls- zu wirbelinduzierter Penetration zu sehen. Die Zunahme der Toruswirbeldominanz geht stets mit feineren Tröpfchen einher, da die Wirbelstärke eine Funktion der Zerstäubungsgüte ist. Dieses Phänomen wird für das Ringspaltventil in [67] beschrieben. Da eine wirbelinduzierte Zunahme der Eindringtiefe bei den beiden Alkoholkraftstoffen ausbleibt, müssen dort größere Tröpfchen vorliegen.

Ein weiterer Beleg für ein schlechteres Zerstäubungsverhalten der Alkohole kann aus dem Spray des Drallventils geschlussfolgert werden. In Abbildung 4.16 sind zur Veranschaulichung die drei Kraftstoffspray zu zwei unterschiedlichen Zeitpunkten dargestellt. Links in der Darstellung sind horizontale Signalprofile  $I_{\text{ges}}$  über dem Abstand  $x$  von der Injektorachse aufgetragen. Die Profile sind in einem Abstand von  $y = 10 \text{ mm}$  zum Strahlursprung erstellt (siehe horizontale Linie). Während des ersten gewählten Zeitpunktes bei  $t_{\text{n. ASB}} = 1,0 \text{ ms}$  ist die Einspritzung noch aktiv, bei  $t_{\text{n. ASB}} = 2,0 \text{ ms}$  ist das Ventil bereits geschlossen.



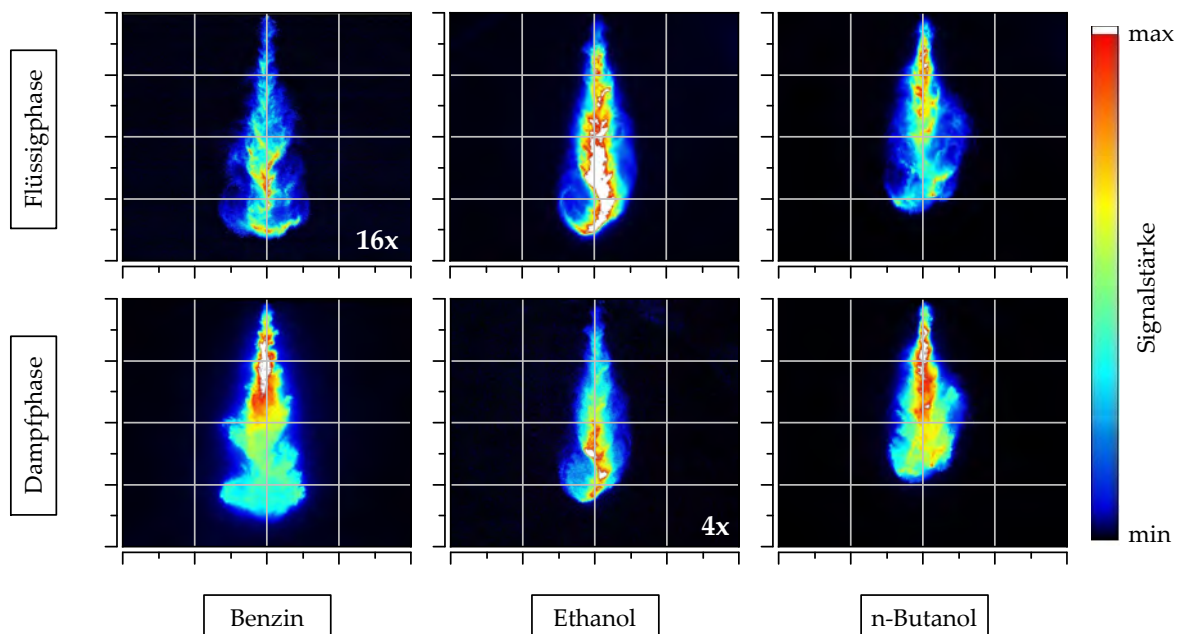
**Abbildung 4.16:** Darstellung horizontaler Signalintensitätsprofile (Mie-Signal) im Abstand  $y = 10 \text{ mm}$  vom Injektor während und nach der Ansteuerung als Merkmal der Zerstäubungsgüte (Drallventil, Schichtbetrieb)

Bei Benzin ist ein deutlich ausgeprägter Hohlzylinder zu erkennen, der erst nach Ansteuerung wieder gefüllt wird. Allerdings muss an dieser Stelle auch den Alkoholen die Ausbildung eines Hohlkegels eingeräumt werden (vgl. Ethanolspray). Dies ist aber aufgrund der erhöhten Mie-Streuung an den größeren Tröpfchen nicht deutlich sichtbar. Ursache für das schlechtere Zerstäubungsverhalten ist die deutlich höhere Viskosität der Alkohole gegenüber Benzin. Während der Wert des Ethanols dreimal so hoch ist, übertrifft die Viskosität von n-Butanol den konventionellen Kraftstoff um

das siebenfache (vgl. Tabelle A.1 im Anhang). Relevant wird die schlechtere Zerstäubung insbesondere für Brennverfahren, die z.B. für die Einleitung des Zündvorgangs die genaue Position und Ausprägung des Toruswirbels nutzen. Hier ist eine reduzierte Zündstabilität für die alternativen Kraftstoffe zu erwarten.

### 4.2.4 Bewertung der Dampfphase

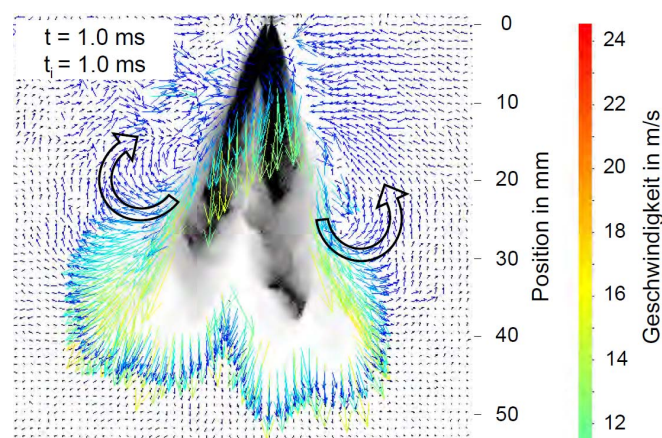
Um die Ausbreitung der Dampfphase beurteilen zu können, werden jeweils Einzelaufnahmen vom LIEF-Signal des Benzins bzw. vom Mie- und LIF-Signal der Alkohole miteinander verglichen. Ein Vergleich anhand von Mittelwertbildern, wie in [43] vorgenommen, ist hier entgegen der sonst auch üblichen Vorgehensweise nicht zielführend, da durch die Mittelung wichtige Informationen verloren gehen.



**Abbildung 4.17:** Vergleich zwischen Flüssig- und Dampfphase eines Drallventilsprays unter den Bedingungen des Schichtbetriebs (Einzelbilder)

Die in Abbildung 4.17 gezeigten Einzelbilder der Sprays des Drallventils sind individuell für jeden Kraftstoff zum Zeitpunkt  $t_{n, ASB} = 1,0 \text{ ms}$  unter den heißen Bedingungen des Schichtbetriebs aufgenommen. In der oberen Reihe ist die Flüssigphase dargestellt, in der unteren Bildreihe die Gasphase. Da das LIF-Signal auch Flüssiganteile der Alkohole enthalten kann, ist eine genaue Quantifizierung des Gasphasenanteils nicht möglich. Es wird daher eine rein qualitative Bewertung durchgeführt. Die Flüssigphase des Benzins ist zur besseren Visualisierung um den in der Bildecke angegebenen Faktor aufgehellt. Gleiches gilt für die Gasphase des Ethanols.

Es zeigt sich, dass sich zum gegebenen Zeitpunkt im Bereich der Sprayfront bereits eine Gasphase ausgebildet hat, die insbesondere beim Benzin, mit seinen leicht siedenden Komponenten, schon sehr gut ausgeprägt ist. Bei den beiden Alkoholen ist indes noch keine größere Fläche außerhalb der Flüssigphase durch verdampften Kraftstoff eingenommen worden. Diese noch geringe Ausbreitung begründet sich im Zusammenwirken vom Gas der Umgebung mit dem eingespritzten flüssigen Kraftstoff, wie bereits Messungen mittels Particle Image Velocimetry (PIV) an Sprays des Ringspaltventils gezeigt haben [127]. Durch diese Messungen konnte das sprayinduzierte Strömungsfeld visualisiert werden. Die Abbildung 4.18 zeigt beispielhaft, wie die Geschwindigkeitsvektoren der die Strahlwurzel umgebenden Luft zum Spray gerichtet sind.

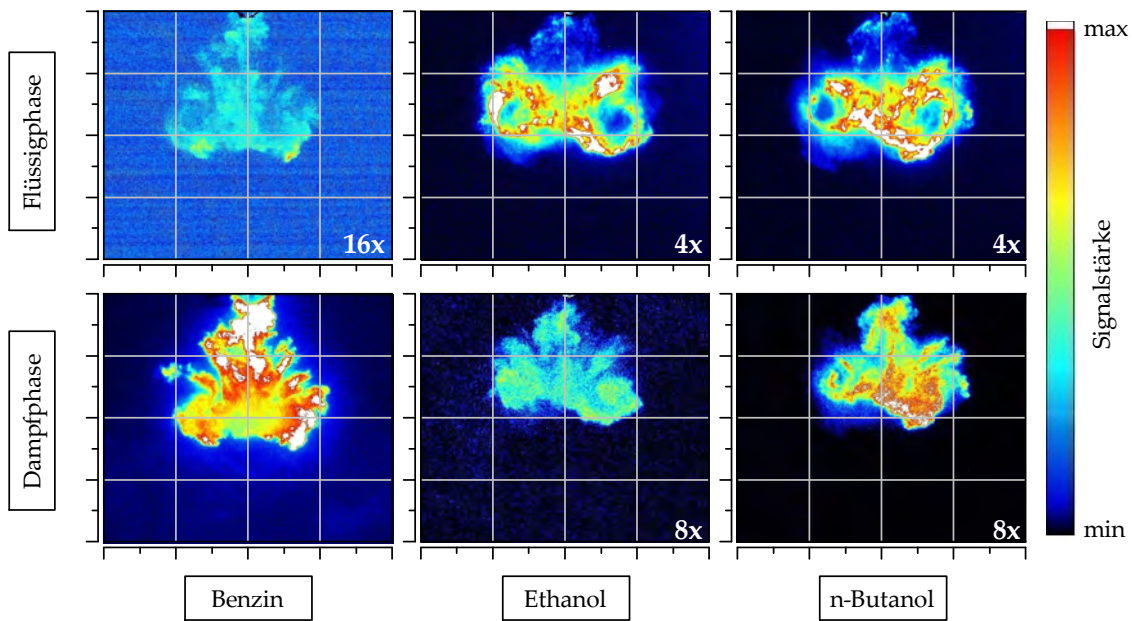


**Abbildung 4.18:** PIV-Messergebnis zur Darstellung eines sprayinduzierten Strömungsfeldes beim Mehrlochventil [127]

Aufgrund einer erhöhten Reibung der flüssigen Tropfen mit der Umgebung kommt es zur Druck- und Geschwindigkeitsabsenkung in den Randbereichen des Sprays. Durch das nun einsetzende „air entrainment“, also das Einsaugen von Luft in das Spray, wird das Gas in Richtung des Sprays gesogen. Die induzierte Strömung sorgt dafür, dass die Gasphase zunächst im Inneren des Sprays gehalten wird. Erst durch den fortschreitenden Verdampfungsprozess nach Ende des eigentlichen Einspritzvorgangs nimmt der Impuls der Flüssigphase ab und die Gasphase kann sich ausdehnen. Dieser Zeitpunkt wird jedoch in den Messreihen der vorliegenden Untersuchungen nur ansatzweise erreicht. Die Aufnahmen enden bei  $t_{n. ASE} = 1,0 \text{ ms}$  bzw.  $t_{n. ASE} = 1,5 \text{ ms}$  und die gewählten Bedingungen in der Kammer lassen eine schnellere Verdampfung nicht zu. Dies gilt insbesondere für die Alkohole.

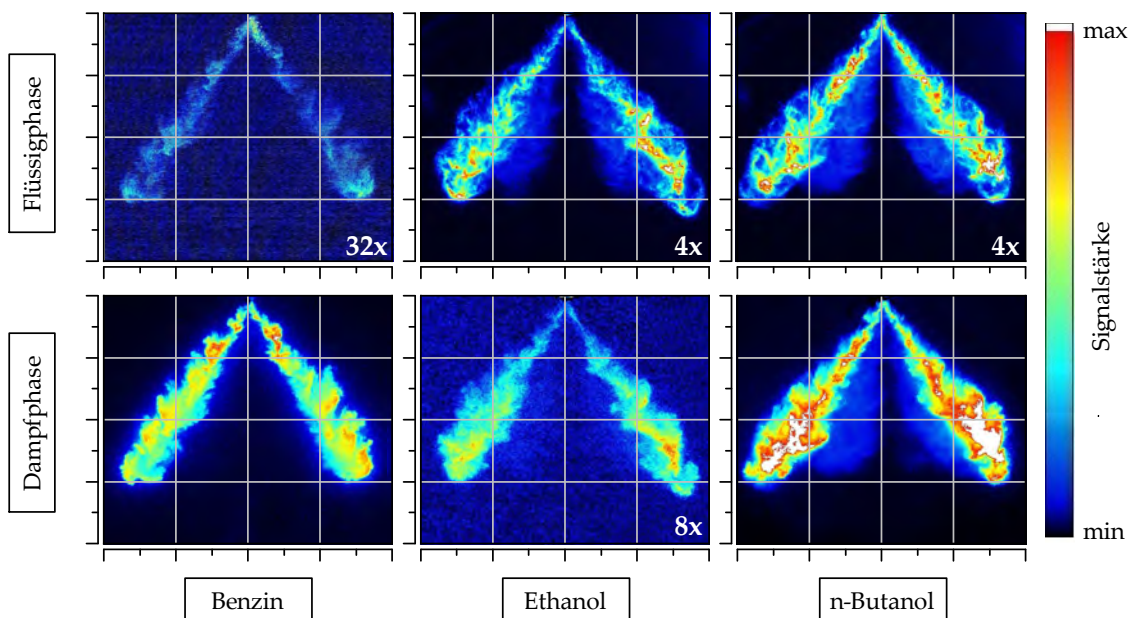
Auch die in Abbildung 4.19 und Abbildung 4.20 dargestellten Ergebnisse zeigen den in Abbildung 4.17 beobachteten Sachverhalt anhand von Einzelbildern der Sprays nochmal sehr deutlich. Für alle Kraftstoffe ist das Ausbreitungsverhalten des flüssigen so-

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung



**Abbildung 4.19:** Flüssig- und Gasphase eines Hohlkegelsprays vom Ringspaltventil unter den Bedingungen des Schichtbetriebs (Einzelbilder)

wie des dampfförmigen Kraftstoffs praktisch identisch. Da dieses Verhalten an allen drei untersuchten Injektoren auftritt, ist es unabhängig vom verwendeten Injektorkonzept.



**Abbildung 4.20:** Flüssig- und Gasphase zweier Spraykeulen des Mehrlochventils unter den Bedingungen des Schichtbetriebs (Einzelbilder)

Unter stationären Bedingungen zeigen die Untersuchungsergebnisse keine kraftstoffbedingten Auffälligkeiten. Die geometrischen Spraygrößen Penetration  $y$  und Strahl-

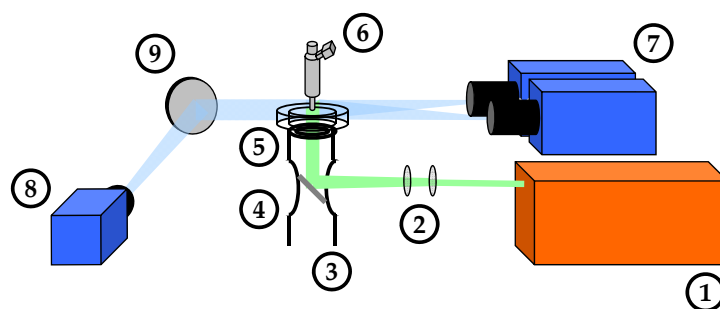


winkel  $\alpha_{St}$  sind innerhalb der Kraftstoffvariation stets vergleichbar und gut reproduzierbar. Jedoch bedingt die höhere Viskosität  $\nu$  ein zumindest teilweise beobachtbares trägeres Einspritzverhalten, gepaart mit einer schlechteren Zerstäubung der Alkoholkraftstoffe. Insofern muss bei sehr sensibler Brennverfahrensauslegung eventuell mit Problemen bei Einsatz von Alkoholen gerechnet werden.

## 4.3 Gemischbildung unter instationären Bedingungen

Im Anschluss an die Untersuchungen an der Druckkammer sollen die gewonnenen Erkenntnisse auf den dynamischen Betrieb eines Motors übertragen werden. Zu diesem Zweck werden Untersuchungen an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor durchgeführt. Primäres Ziel der Untersuchungen ist es, den Einfluss von Einspritzdruck und Ladungsbewegung auf die Gemischbildung sowie deren Reproduzierbarkeit für die jeweiligen Kraftstoffe zu bewerten und so einen Indikator für mögliche Auswirkungen auf die Verbrennungsstabilität oder Emissionen zu erhalten. Die technischen Daten des Versuchsträgers sowie dessen Besonderheiten sind in Abschnitt 3.2.3 ausführlich beschrieben.

Am Transparentmotor kommt zur Visualisierung der Gemischbildung, wie auch schon an der Druckkammer, eine Kombination aus Mie-Streuung, LIF sowie LIEF zum Einsatz. Der schematische Aufbau der Messtechnik ist in Abbildung 4.21 veranschaulicht:



**Abbildung 4.21:** Schematischer Versuchsaufbau der instationären Gemischbildungsuntersuchungen am Transparentmotor

Zur Anregung der Tracer wird ein Excimerlaser (①, LPX 150, Lambda Physik) verwendet, der Krypton-Fluorid als Prozessgas verwendet. Der Laser wird bei einer Frequenz von  $f = 5 \text{ Hz}$  betrieben und emittiert bei der verwendeten Gasfüllung Licht der Wellen-

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

länge  $\lambda_{\text{em}} = 248 \text{ nm}$ , das über eine Pulsenergie von ca.  $E \approx 15 \text{ mJ}$  verfügt. Über entsprechende Linsen (②) wird ein Lichtschnitt aufgespannt, der über einen  $45^\circ$ -Spiegel (④) im geschlitzten Langkolben (③) auf der Achse des Injektors (⑥) senkrecht in den Brennraum eingekoppelt wird. Der Brennraum kann durch den Quarzglasring (⑤) über den vollen Umfang eingesehen werden. Es wird das selbe Kamerasetup (⑦,⑧,⑨) verwendet wie schon zuvor bei den Kammeruntersuchungen. Lediglich die optischen Filter sind auf die veränderte Anregungswellenlänge  $\lambda_{\text{exc}}$  des Laserlichts angepasst. So dient zur Detektion der Mie-Streuung ein Bandpassfilter 248. Flüssiges Butylacetat separiert die Gasphase der Alkohole vom Streulicht bei  $\lambda_{\text{em}} = 248 \text{ nm}$ .

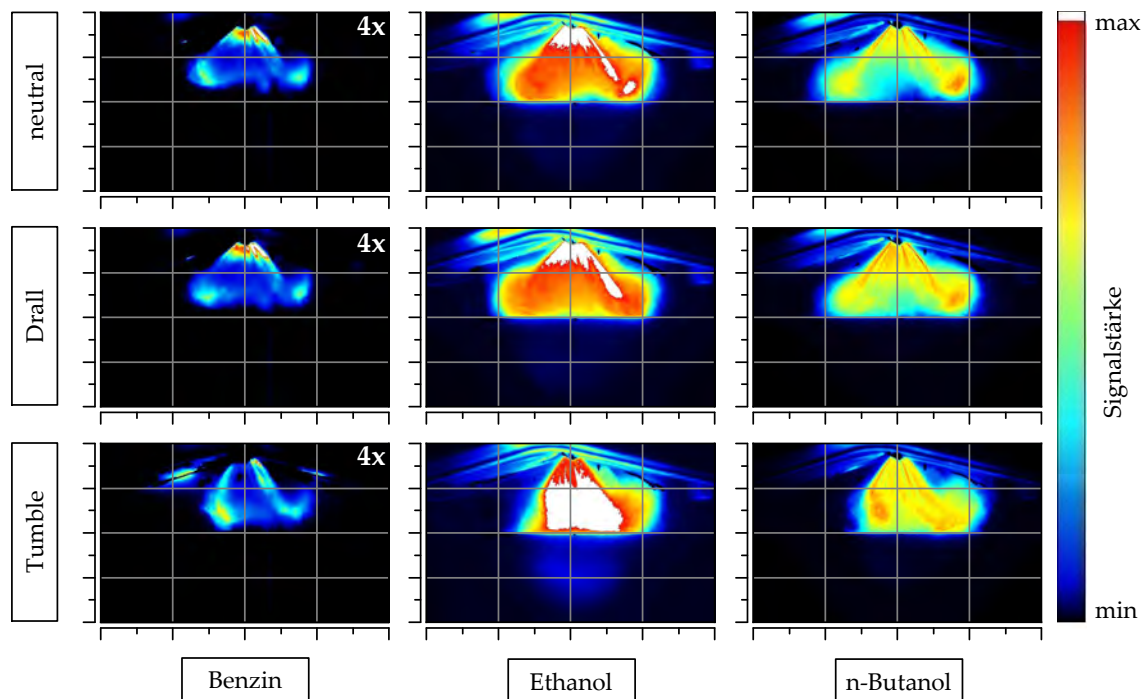
Die Untersuchungen werden für den Homogenbetrieb ( $\lambda = 1,0$ ) bei einer konstanten Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  im Schleppbetrieb durchgeführt. Um Sauerstoffquenching, also die Signalunterdrückung der Tracerfluoreszenz durch den in gewöhnlicher Ladeluft enthaltenden Sauerstoff zu verhindern, wird anstelle von Luft reiner Stickstoff verwendet. Da somit kein gefeuerter Betrieb möglich ist, wird die eingespritzte Kraftstoffmasse  $m_{\text{Inj}}$  anhand des stöchiometrischen Luftbedarfs  $L_{\text{st}}$  des jeweiligen Kraftstoffs und der gemessenen Luftmasse  $m_L$  bestimmt. Mittels der in Unterkapitel 4.1 aufgestellten Kennlinien wird die benötigte Ansteuerdauer  $t_i$  eingestellt. Der Ansteuerbeginn erfolgt stets bei  $\alpha_{\text{ASB}} = -300^\circ \text{KW n. OT}$ . In diesen Versuchen wird die eingebrachte Energie gleichgestellt, die Einspritzmasse  $m_{\text{Inj}}$  der Alkoholkraftstoffe ist, dem niedrigeren Heizwert  $H_u$  Rechnung tragend, höher. Um eine zu schnelle Verschmutzung der optischen Komponenten zu vermeiden, wird der Motor im „skipped fire“-Modus betrieben. Bei dieser Messkampagne bedeutet dies, dass einem Arbeitsspiel mit Einspritzung sieben geschleppte Arbeitsspiele ohne Einspritzvorgang folgen. So wird verhindert, dass in der Zeit, in der die Messtechnik nicht einsatzbereit ist, die optischen Zugänge durch Kraftstoffrückstände verschmutzt werden. Es wird immer eine zeitlich getriggerte Aufnahme pro Arbeitsspiel mit erfolgter Einspritzung aufgezeichnet. In Tabelle 4.4 sind alle Bedingungen zusammengefasst:

**Tabelle 4.4:** Randbedingungen der Untersuchungen am Transparentmotor

<b>Drehzahl</b>	<b>n</b>	<b>in <math>\text{min}^{-1}</math></b>	2000
<b>Betriebsart</b>			Schicht / Homogen
<b>Luft-Kraftstoff-Verhältnis</b>	<b><math>\lambda</math></b>		2,0 (Schicht) / 1,0 (Homogen)
<b>Zylinderladung</b>			Stickstoff
<b>Ladungsbewegung</b>			neutral / Drall / Tumble
<b>Ansteuerbeginn (Homogen)</b>	<b><math>\alpha_{\text{ASB}}</math></b>	<b>in <math>^\circ \text{KW n. OT}</math></b>	-300
<b>Ansteuerende (Schicht)</b>	<b><math>\alpha_{\text{ASE}}</math></b>	<b>in <math>^\circ \text{KW n. OT}</math></b>	-30
<b>Einspritzdruck</b>	<b><math>p_{\text{Inj}}</math></b>	<b>in bar</b>	50 / 150 bzw. 200
<b>„skipped fire“</b>			1:7

### 4.3.1 Sprayausbreitung

Im Folgenden steht die Sprayausbreitung im Brennraum im Fokus der Untersuchungen. Anhand der Flüssigphase, die über die Mie-Streuung detektiert wird, kann die Ausbreitung des Sprays unter den Bedingungen des Schicht- sowie des Homogenbetriebs bewertet werden. Neben der Absenkung des Einspritzdrucks erfolgt auch eine Variation der Brennraumströmung, um einen besonderen Augenmerk auf die Interaktion zwischen Luft und Spray zu legen. Zu diesem Zweck werden zunächst die Sprays des Ringspaltventils unter den Bedingungen des Schichtbetriebs verglichen. Der Schichtbetrieb zeichnet sich durch eine besondere Sensibilität hinsichtlich einer Sprayauslenkung aus. Das Ziel der Gemischbildung dieser Betriebsstrategie ist es, in unmittelbarer Zündkerzennähe ein zündfähiges Gemisch bereitzustellen, ohne dabei jedoch die Zündkerze zu benetzen. Der Beginn der Ansteuerung ist in diesen Messungen so gewählt, dass alle Kraftstoffe den erforderlichen Energieeintrag zum Zeitpunkt  $\alpha = -30^\circ \text{KW n. OT}$  abgeschlossen haben. Dies hat zur Folge, dass aufgrund der unterschiedlich langen Ansteuerdauern die Kraftstoffsprays entsprechend unterschiedlich ausgeprägt sind, da mehr Alkoholkraftstoff für einen gleichen Energiegehalt eingespritzt werden muss.

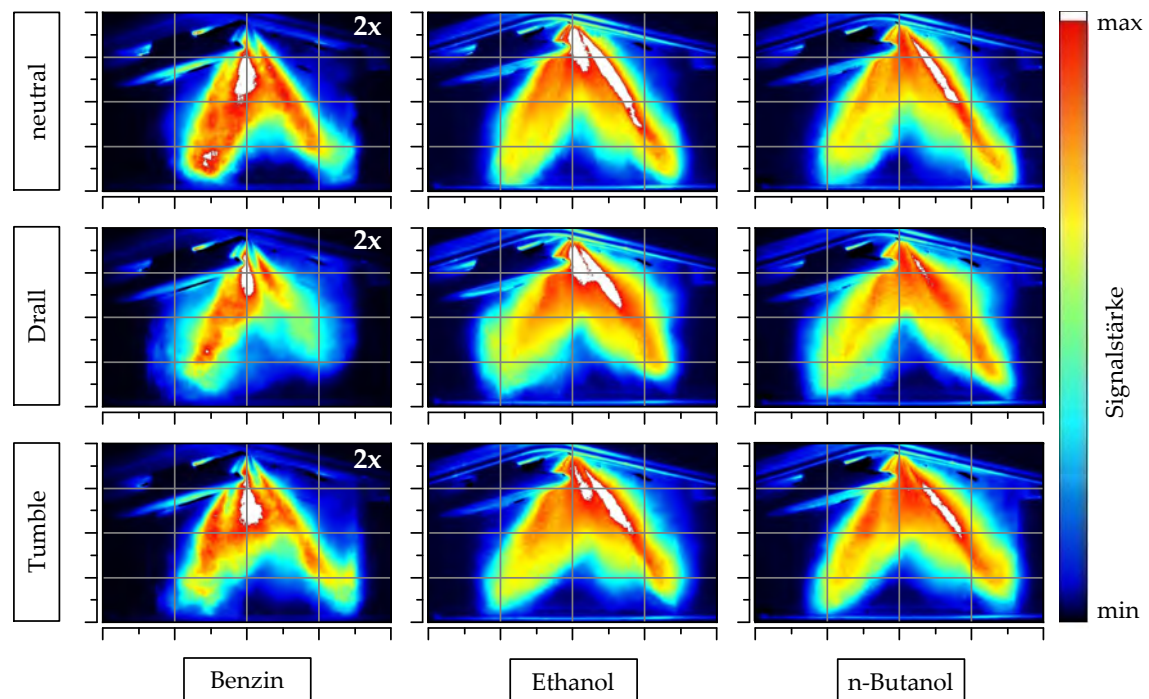


**Abbildung 4.22:** Einfluss der Ladungsbewegung auf das Spraybild eines Ringspaltventils zum Zeitpunkt  $\alpha = -29^\circ \text{KW n. OT}$  im Schichtbetrieb (Flüssigphase, Mie-Streuung)

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

In Abbildung 4.22 werden die untersuchten Sprays zum Zeitpunkt unmittelbar nach Ansteuerende bei  $\alpha = -29^\circ \text{KW n. OT}$  miteinander verglichen. Es zeigt sich, dass die flüssigen Sprays aller drei Kraftstoffe gleich auf die Ladungsbewegungen reagieren. Drall hat nahezu keinen Einfluss auf das Spraybild. Es ähnelt in dieser Darstellung dem Spray bei neutraler Brennraumströmung. Die Tumbleströmung hingegen, deren Wirbelachse senkrecht zur Injektorachse steht und gleichzeitig zur Blickrichtung der aufnehmenden Kamera fluchtet, verweht das Spray deutlich weg von den Einlassventilen in Richtung Zündkerze. Hier hüllt die Strömung das Spray nicht ein, wie es beim Drall der Fall ist, sondern wirkt aktiv senkrecht zur Impulsrichtung und sorgt so für die Auslenkung und Verwirbelung.

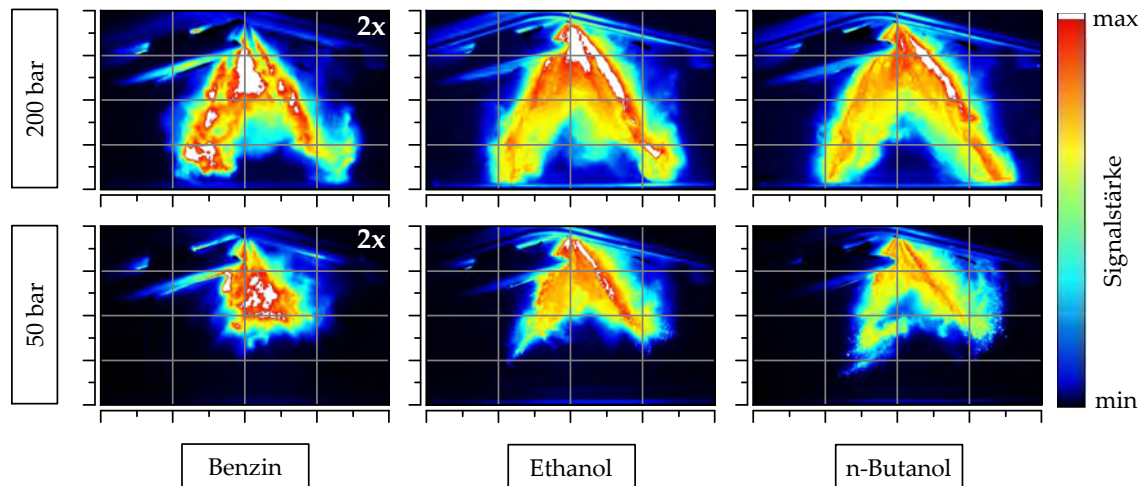
Im Homogenbetrieb nimmt die Brennraumströmung während der Einspritzung noch keinen großen Einfluss auf das Spray. Wie in den einzelnen Bildern des Vergleichs in Abbildung 4.23 jeweils im oberen linken Bildteil zu erkennen ist, sind zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$  die Einlassventile noch nicht vollständig geöffnet. Dies ändert sich auch bis zum Einspritzende des Benzins, dem Kraftstoff mit der kürzesten Ansteuerdauer ( $\alpha_{\text{ASE}} = -258^\circ \text{KW n. OT}$ ) nicht.



**Abbildung 4.23:** Einfluss der Ladungsbewegung auf das Spraybild des Mehrlochventils im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$  (Flüssigphase, Mie-Streuung)



In Abbildung 4.24 sind die Auswirkungen einer Einspritzdruckabsenkung auf das Spraybild des Mehrlochventils dargestellt. Hierbei handelt es sich um Einzelaufnahmen, so dass die Spraystruktur und einzelne Tropfen besser zur Geltung kommen und die Informationen darüber nicht in einem Ensembledittel untergehen.



**Abbildung 4.24:** Einfluss des Einspritzdrucks auf die Spraybild eines Mehrlochventils im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$  (Flüssigphase, Mie-Streuung, Einzelbilder)

In dem Vergleich zwischen  $p_{\text{Inj}} = 200 \text{ bar}$  und  $p_{\text{Inj}} = 50 \text{ bar}$  ist ganz deutlich der Effekt der Absenkung zu erkennen. Bei geringerem Einspritzdruck zerfällt das Benzinspray, die einzelnen Spraykeulen sind schon nach kurzer Distanz zur Injektorspitze nicht mehr auszumachen. Hier zeigen sich die Alkohole etwas stabiler. Aber auch dort sind Verwirbelungen zu erkennen. Gut zu erkennen sind auch die großen, einzelnen Tropfen an der Sprayfront der beiden Alkohole. Alle Sprays werden durch die Ladungsströmung regelrecht an das Brennraumdach sowie in Richtung der abseits der Einlasskanäle gelegenen Brennraumwand geweht, anstatt dass sie an Penetration zulegen können. An dieser Stelle fehlt der durch den Einspritzdruck bereitgestellte Impuls, der für die nötige Penetration und die schnelle Zerstäubung sorgt.

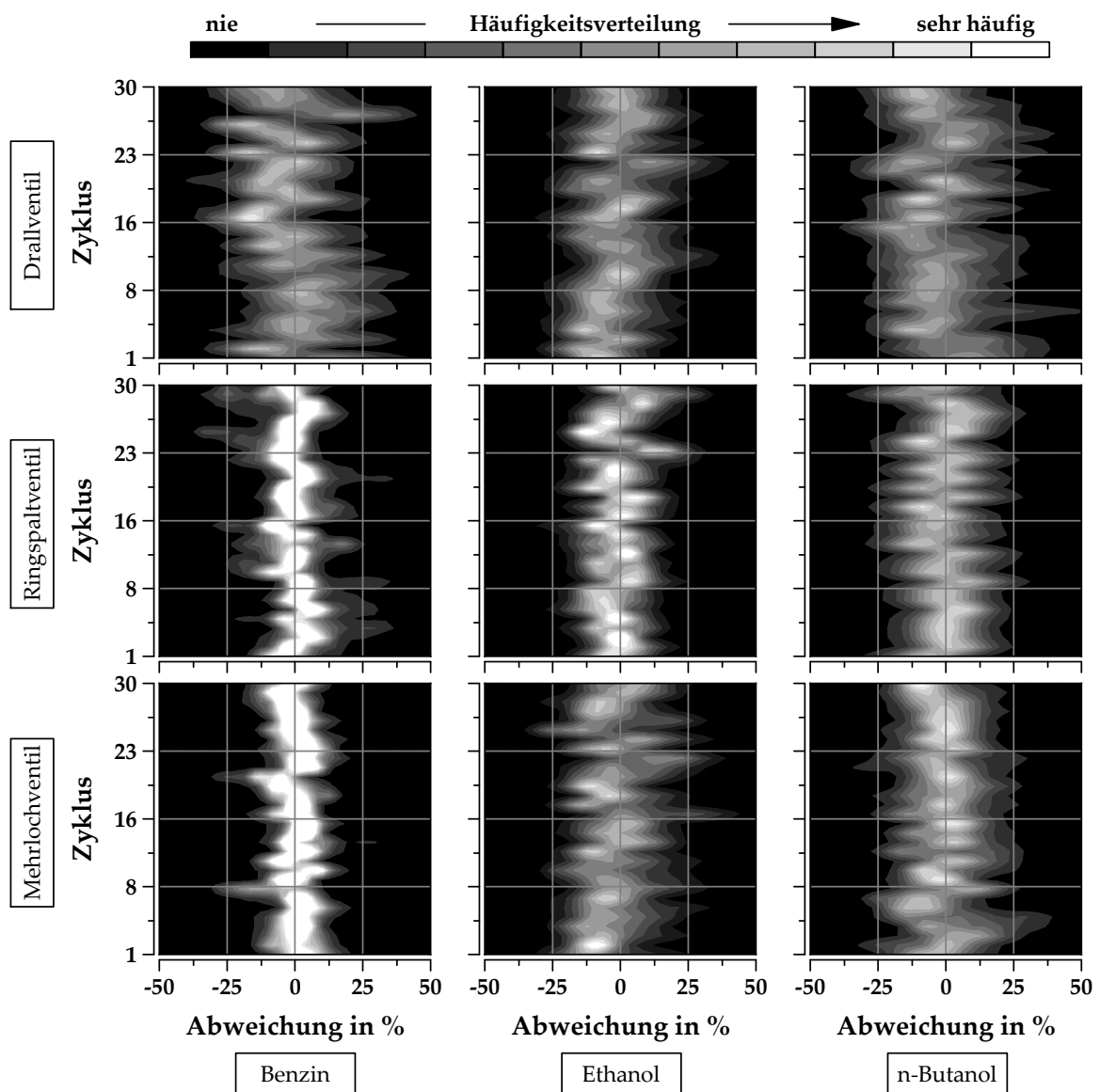
#### 4.3.2 Bewertung der Reproduzierbarkeit

Zur Bewertung der Reproduzierbarkeit werden die Aufnahmen der Gasphase zu einem späten Zeitpunkt der Gemischbildung bei  $\alpha = -25^\circ \text{KW n. OT}$  verwendet. Die Mittelung der einzelnen Aufnahmen ermöglicht eine Bewertung eventueller Fluktuationen der Gemischaufbereitung des Homogenbetriebs. Anhand der Division der gemessenen Intensitäten  $I$  der Einzelbilder durch das Mittelwertbild kann die Abweichung

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

pro Einspritzvorgang ermittelt werden. In einer qualitativen Gegenüberstellung dieser Abweichungen wird dann die Streuung sichtbar, die ihrerseits Einfluss auf den Verbrennungsprozess nehmen kann.

In den folgenden Ergebnisdarstellungen ist für jeden Zyklus die relative Häufigkeit über der Abweichung vom Mittel in einem Bereich von  $\Delta = \pm 50\%$  aufgetragen. Dabei bedeutet ein negativer Wert weniger Signal als im Mittel, folglich liegt dort für das entsprechende Arbeitsspiel weniger Kraftstoffdampf vor, das lokale Gemisch ist dort magerer als im Mittel. Im Umkehrschluss steht ein positiver Wert für ein lokal fetteres Gemisch als im Zyklusmittel für diesen Bereich des Brennraums.



**Abbildung 4.25:** Streuung der Kraftstoffdampfverteilung bei neutraler Brennraumströmung und max. zulässigem Einspritzdruck

### 4.3 Gemischbildung unter instationären Bedingungen

In Abbildung 4.25 sind die Ergebnisse aller drei Ventilkonzepte für neutrale Ladungsbewegung und maximal zulässigen Einspritzdruck  $p_{inj}$  dargestellt. Am augenscheinlichsten ist die hohe Streuung bei der Verwendung des Drallventils. Hier weisen alle untersuchten Kraftstoffe stärkere Abweichungen vom Mittel auf. Die besten Ergebnisse liefert das Ringspaltventil mit Benzin, auch das Mehrlochventil erreicht mit dem Standardkraftstoff gut reproduzierbare Ergebnisse. Anders sieht es mit den Alkoholen aus. Hier wird deutlich, wie schon der unterschiedliche Kraftstoff erheblichen Einfluss auf die Güte der Gemischbildung nimmt. Die breite Streuung der Abweichungen der beiden Alkohole für alle Ventilkonzepte zeigt, dass der Kraftstoffdampf ungleichmäßiger verteilt ist.

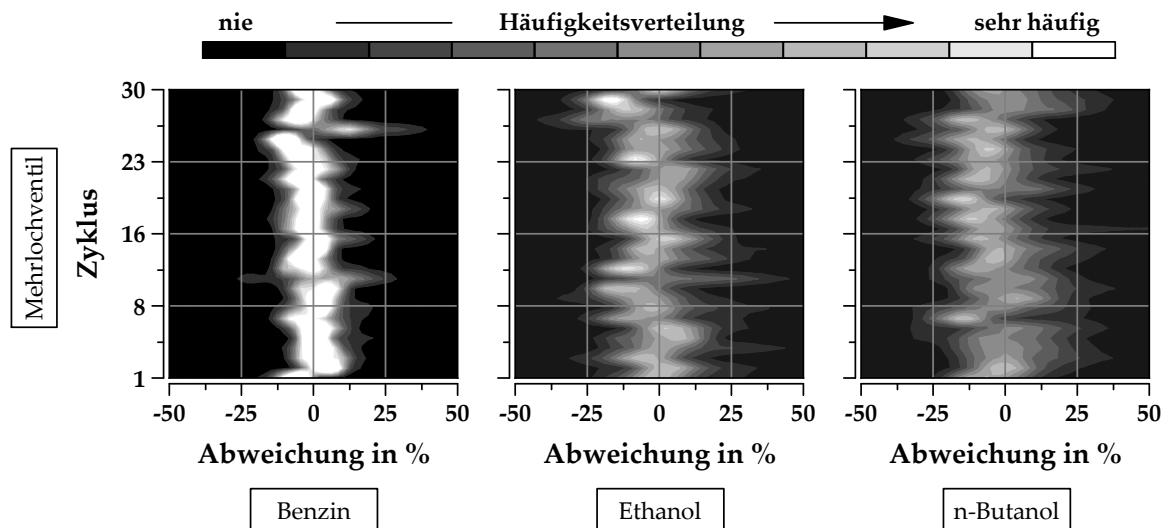
Dieser Umstand wird im Hinblick auf das Siedeverhalten unter besonderer Berücksichtigung der erhöhten Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  verständlich. Der Kraftstoff ist erst sehr spät von der Flüssig- in die Dampfphase übergegangen und kann sich in der Kürze der noch zur Verfügung stehenden Zeit nicht mehr gleichmäßig verteilen. Während des Ansaugtaktes stellt die Ladeluft nur unzureichend Wärme für eine rasche Initiierung der Alkoholverdampfung bereit. Erst durch die anschließende Kompression wird die Temperatur im Brennraum soweit erhöht, dass der Verdampfungsprozess eingeleitet wird. Infolge dessen ist das für eine vollständige Verdampfung zur Verfügung stehende Zeitfenster bei Alkoholkraftstoffen kleiner als bei konventionellem Benzin. Hinzu kommt der Umstand, dass zum Erreichen des gleichen Energieeintrags länger eingespritzt werden muss, um den niedrigeren  $H_u$  zu kompensieren.

Dass aus diesen Umständen keine gravierenden Nachteile hinsichtlich der HC- und Partikelemissionen entstehen, liegt an der Tatsache, dass die Alkohole im Gegensatz zu Benzin einen spezifischen Siedepunkt  $T_s$  aufweisen. Im Falle einer Wandbenetzung verdampft der Kraftstofffilm schnell, sobald die Temperatur im Brennraum über der Siedetemperatur  $T_s$  des Kraftstoffs liegt, da nun genügend Wärme aus der Umgebung entzogen werden kann. Beim Benzin wird der Verdampfungsprozess zwar früher in Gang gesetzt, kommt es jedoch zu einer Wandfilmbildung, handelt es sich meist um schwerflüchtige Komponenten des Kraftstoffs, die auch in der zeitlichen Folge bis zum Zündzeitpunkt nur noch schwer verdampft werden können.

Nachfolgend werden die Einflüsse einer Einspritzdruckabsenkung und veränderter Ladungsbewegung am Beispiel des Mehrlochventils erläutert, da dieses Ventil für die späteren Versuche am thermodynamischen Motor zum Einsatz kommen wird. Drall- und Ringspaltventil weisen jedoch ähnliche relative Unterschiede als Folge der veränderten Randbedingungen bzw. als Funktion des Kraftstoffs auf. Eine Absenkung des Einspritzdrucks auf  $p_{inj} = 50$  bar bewirkt eine weitere Zunahme der zyklischen

#### 4 Untersuchungen zur Gemischbildung

Schwankungen bei der Gemischbildung. Dies ist erneut besonders stark bei den Alkoholen ausgeprägt, wie Abbildung 4.26 verdeutlicht. Bei Benzin sind die zyklischen Schwankungen weitestgehend unverändert. Auch bei dem reduzierten Einspritzdruck kommt der Effekt der unzureichenden Bereitstellung von Verdampfungswärme zur raschen Einleitung des Verdampfungsprozesses zum Tragen. Zusätzlich verringert der abgesenkte Einspritzdruck den Impuls des flüssigen Kraftstoffs, was eine verminderte Zerstäubungsgüte nach sich zieht. Durch die größeren Tröpfchen verändert sich das Ausbreitungsverhalten des Kraftstoffsprays, und die Schwankungen nehmen zu. Wie bereits anhand der Ergebnisse der stationären Gemischbildungsuntersuchungen in Abschnitt 4.2.3 aufgezeigt, ist die Zerstäubung der Alkohole durch deren deutlich erhöhte Viskosität  $\nu$  behindert. Beim Benzin ist dieser Umstand nicht gegeben, und so ist auch die Auswirkung durch den geringeren Einspritzimpuls nicht so markant wie bei Ethanol und n-Butanol.

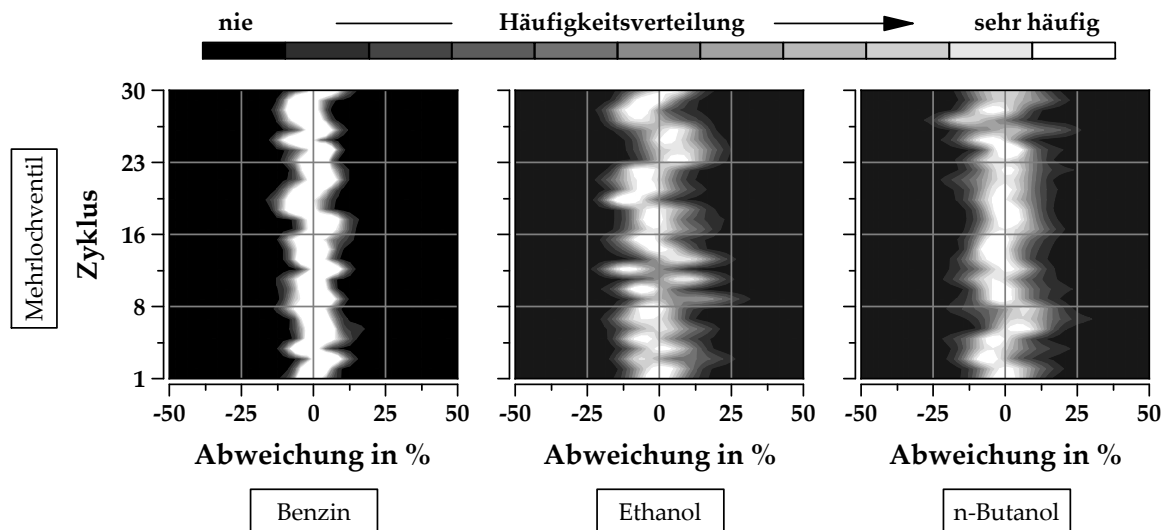


**Abbildung 4.26:** Streuung der Kraftstoffdampfverteilung bei neutraler Brennraumströmung und  $p_{\text{Inj}} = 50$  bar

Neben dem Einspritzdruck respektive dem resultierenden Einspritzimpuls nimmt die Art der Brennraumströmung ebenfalls in ganz erheblichem Maß Einfluss auf die Gemischbildung. Im Kontext dieser Messungen bedeutet eine neutrale Ladungsbewegung, dass die Strömungsrichtung allein durch den Einlasskanalwinkel geprägt wird. Beim verwendeten Zylinderkopf liegt aufgrund der Einlasskanalgeometrie konstruktionsbedingt eine leichte Tumbleströmung vor. Verglichen mit den Strömungswerten bei gezielter Strömungsaufschaltung – durch die (teilweise) Abschaltung der Einlasskanäle – ist diese Tumbleströmung jedoch zu vernachlässigen. In Abbildung 4.27 ist durch den Drallwirbel im Brennraum während des Einspritzvorgangs bereits eine deutliche

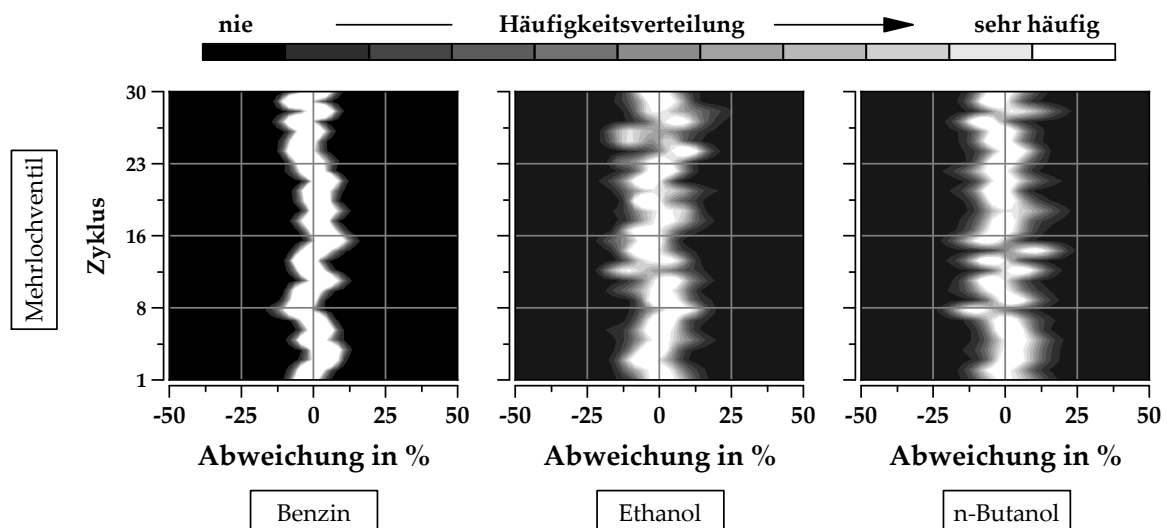
### 4.3 Gemischbildung unter instationären Bedingungen

Verbesserung in der Reproduzierbarkeit der Gemischbildung erkennbar. Bei Benzin, links im Bild, sind aufgrund der Kraftstoffeigenschaften ohnehin schon gute Grundvoraussetzungen für die Gemischaufbereitung gegeben. Durch den Drall wird diese weiter verbessert, die zyklischen Schwankungen nehmen ab. Dieses Verhalten ist auch bei den Alkoholen erkennbar. Die zyklischen Schwankungen werden geringer, zu sehen an den schmalen Bändern in dem mittleren sowie dem rechten Diagramm.



**Abbildung 4.27:** Streuung der Kraftstoffdampfverteilung bei Drall-Strömung

Durch die Beaufschlagung der Brennraumströmung mit einem Tumble wird das Kraftstoffspray noch besser verwirbelt und in kleinere Tröpfchen verweht.



**Abbildung 4.28:** Streuung der Kraftstoffdampfverteilung bei Tumble-Strömung

Dies liegt vor allem an den großskaligen Wirbelstrukturen, die ihren Beitrag aufgrund ihrer Strömungsrichtung leisten können. Diese Wirbel konnten in [109] mittels PIV

sichtbar gemacht werden. Die kleineren Tröpfchen können somit dank ihres kleinen Verhältnisses zwischen Oberfläche und Masse schneller verdampfen. So wird auch bei den viskoserer Alkoholen mit ihren größeren Tröpfchen im Anfangsstadium des Einspritzvorgangs eine bessere Gemischaufbereitung unterstützt. Abbildung 4.28 verdeutlicht diesen Aspekt anhand der deutlich gestiegenen Häufigkeit bei den Alkoholen und der verminderten Streuung.

Die Bewertung der Gemischbildung unter motorischen Bedingungen zeigt bei den Alkoholen große Schwankungen im Homogenbetrieb infolge der erhöhten Verdampfungsenthalpie dieser Kraftstoffe sowie der weniger zur Verfügung stehenden Zeit aufgrund der längeren Ansteuerdauer. Durch die unterstützende Aufprägung einer gerichteten Brennraumströmung und den resultierenden Eintrag höherer kinetischer Energie kann die Gemischbildung im Allgemeinen, aber auch insbesondere für die Alkohole, verbessert werden.

### 4.4 Zusammenfassung der Gemischbildungsuntersuchungen

Die Untersuchungen der Gemischbildung zeigen, dass die Erwartungen an Unterschiede im Dosierverhalten und in der Gemischbildung aufgrund unterschiedlicher Stoffeigenschaften erfüllt werden.

So kann nach eingehender Untersuchung der drei Ventilkonzepte bei Verwendung der ausgewählten Kraftstoffe herausgestellt werden, dass die Viskosität einen ganz erheblichen Einfluss auf das Dosierverhalten des Injektors nimmt. Das Drallventil zeigt ein gutes, solides Dosierverhalten. Allerdings ist es aufgrund seines begrenzten zulässigen Systemdrucks nur bedingt für moderne Brennverfahren im Allgemeinen und für Alkoholanwendungen im Speziellen geeignet, insbesondere im Hinblick auf einen erhöhten Mengenbedarf. Das Ringspaltventil hat auslegungsbedingt den höchsten Durchfluss, was sich hinsichtlich des geringeren Energiegehalts der Alkoholkraftstoffe positiv auf die notwendigen Ansteuerdauern auswirkt. Jedoch kommt bei diesem Ventilkonzept der Einfluss der Viskosität auf den Masseeintrag sehr deutlich zum Tragen und auch die Gegendruckabhängigkeit ist bei diesem Ventil deutlich ausgeprägt. Das Mehrlochventil zeigt sich sensibel bei sehr kurzen Ansteuerdauern und hat leichte Probleme in der Dosierung von n-Butanol aufgrund dessen hoher Viskosität.

#### 4.4 Zusammenfassung der Gemischbildungsuntersuchungen

Eine rein rechnerische Korrektur der applizierten Einspritzmasse anhand der Werte für die jeweiligen Kraftstoffdichten ist auf Grundlage der gezeigten Ergebnisse nicht ausreichend, da die Auswirkungen der Stoffeigenschaften für jedes Ventilkonzept unterschiedlich ausfallen. Daher müssen im Steuergerät die kraftstoffspezifischen Mengenkennlinien des jeweiligen Injektortyps hinterlegt werden.

Die Gemischbildungsuntersuchungen unter stationären Bedingungen zeigen, dass zumindest keine kraftstoffbedingten Auffälligkeiten bei den untersuchten geometrischen Spraygrößen der axialen Penetration  $y$  und des Strahlwinkels  $\alpha_{st}$  vorliegen. Diese Größen sind innerhalb der Kraftstoffvariation stets vergleichbar und gut reproduzierbar. Jedoch bedingt die höhere Viskosität  $\nu$  ein zumindest teilweise zu beobachtendes trägeres Einspritzverhalten, gepaart mit einer schlechteren Zerstäubung der Alkoholkraftstoffe. Insofern muss bei sehr sensibler Brennverfahrensauslegung eventuell mit Problemen beim Einsatz von Alkoholen im Schichtbetrieb gerechnet werden.

Die Bewertung der Gemischbildung unter motorischen Bedingungen zeigt bei den Alkoholen große Schwankungen im Homogenbetrieb infolge der erhöhten Verdampfungsenthalpie dieser Kraftstoffe sowie der weniger zur Verfügung stehenden Zeit aufgrund der längeren Ansteuerdauer. Durch die unterstützende Aufprägung einer gerichteten Brennraumströmung und den resultierenden Eintrag höherer kinetischer Energie infolge der Turbulenz kann die Gemischbildung im Allgemeinen, aber auch insbesondere für die Alkohole, verbessert werden. Ob die verminderte Reproduzierfähigkeit einen möglichen Effekt auf die Verbrennung und die Emissionen der Alkohole hat, wird im Rahmen der nächsten Untersuchungen geklärt.





# 5 Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die Gemischbildung untersucht wurde, soll nun die Verbrennung und die resultierenden Emissionen bei Einsatz von Alkoholen als alternativer Kraftstoff näher betrachtet werden. Nach ersten grundlegenden Untersuchungen zur Verbrennung in unterschiedlichen Betriebspunkten sowie der Variation von Parametern wie Restgas, Luft-Kraftstoff-Verhältnis oder Einspritzbeginn wird im darauffolgenden Untersuchungsteil in Unterkapitel 5.2 die Frage geklärt, ob es Unterschiede im Ausbreitungsverhalten und in der Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme bei Verwendung der drei ausgewählten Kraftstoffe gibt. Den Untersuchungen zur Flamme schließen sich mit Unterkapitel 5.3 Versuche zur Anhebung des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  an. Die Verbrennung wird analog zum einleitenden Versuchsteil untersucht, ehe dann eine Bewertung des Wirkungsgradvorteils infolge des angehobenen  $\epsilon$  und eines Alternativkraftstoffs in Unterkapitel 5.4 durchgeführt wird. Das Kapitel schließt mit einer Systembetrachtung, in der eine simultane Einspritzung von Ethanol und Benzin über Saugrohr- und Direkteinspritzung durchgeführt wird. Dies bezweckt eine Anhebung der Klopfgrenze und somit eine Wirkungsgradsteigerung durch gezielten Einsatz klopfhemmender Kraftstoffe bei hohen Lasten.

## 5.1 Grundlegende Untersuchung der Verbrennung

Die einleitenden, grundlegenden Untersuchungen der Verbrennung bei Einsatz von Alkoholen werden an dem in Abschnitt 3.2.4 beschriebenen Einzylindermotor durchgeführt. Dabei liegt der Fokus auf zwei repräsentativen Lastpunkten, deren wichtigste Parameter in Tabelle 5.1 zusammengefasst sind. Für die Versuche am thermodynamischen Motor wird auf den Volumenträger unter den Einspritzventilen zurückgegriffen. Mit dem somit eingesetzten Mehrlochventil ist jedoch aufgrund seines symmetrischen Spraybildes kein stabiler Schichtbetrieb darstellbar. Aus diesem Grund konzen-

trieren sich die weiteren Versuche auf den Homogenbetrieb mit einer Einfacheinspritzung im Ansaugtakt ( $\alpha_{ASB} = -300^\circ \text{KW n. OT}$ ). Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  wird in dieser Arbeit nach Brettschneider bestimmt, dessen Berechnungsmethode speziell für den Einsatz von alternativen Kraftstoffen entwickelt wurde [22]. Sofern nicht explizit angegeben, ist  $\lambda$  stets stöchiometrisch eingestellt, mit leichter Tendenz ins Magere ( $\lambda = 1,02$ ). So lassen sich Messungen im Bereich hoher CO-Gradienten vermeiden und die allgemeine Reproduzierbarkeit wird sichergestellt. Im Folgenden wird dieser Wert der Einfachheit halber stets mit  $\lambda = 1,0$  angegeben. Es werden immer drei unmittelbar aufeinanderfolgende Messungen aufgezeichnet. Dies geschieht vorrangig, um den stationären Betrieb sicherzustellen und Unregelmäßigkeiten innerhalb eines Betriebszustandes zu erkennen. In der Darstellung der Ergebnisse sind diese drei Messungen stets gemittelt abgebildet. Pro Indiziermessung werden 200 Arbeitsspiele aufgenommen. Die Erfassung der Abgasbestandteile sowie die Aufzeichnung der Werte von Druck und Temperatur an den entsprechenden Messstellen werden über einen Zeitraum von  $t = 40 \text{ sec}$  gemittelt. Auf eine  $\lambda$ -Regelung wird ebenso verzichtet wie auf eine Klopfregelung. Der Zündwinkel  $\alpha_{Zünd}$  kann in Schritten von  $\Delta = \pm 0,75^\circ \text{KW}$  verändert werden. Der für die externe Rückführung von Abgas notwendige Gegendruck wird mittels zwei im Abgasstrang platzierter Schieber stufenlos eingestellt und simuliert so die Existenz eines Abgasturboladers.

**Tabelle 5.1:** Betriebspunkte der Verbrennungsuntersuchungen

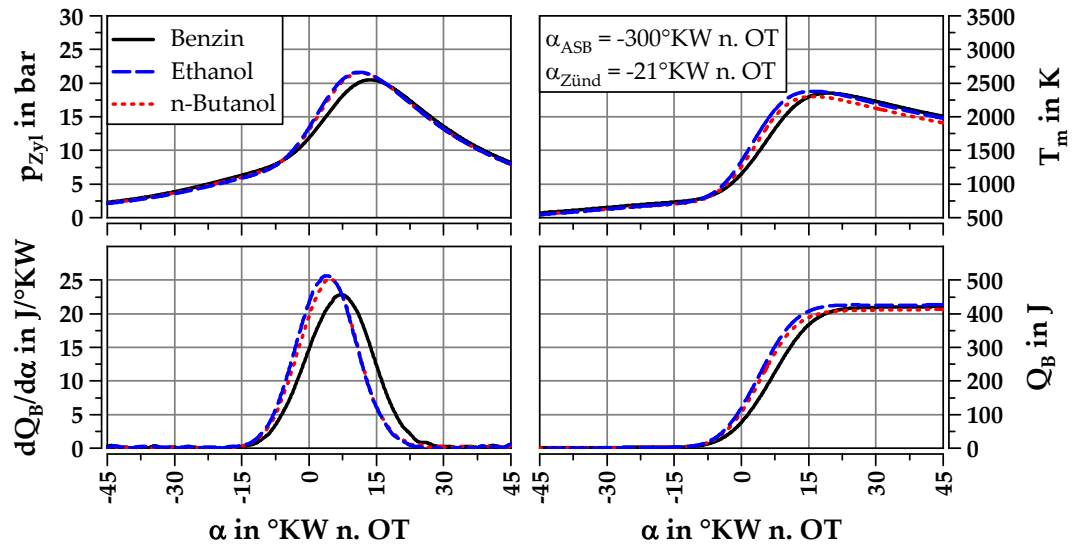
			<b>Betriebspunkt 1 (untere Teillast)</b>	<b>Betriebspunkt 2 (hohe Last)</b>
<b>Drehzahl</b>	$n$	in $\text{min}^{-1}$	2000	2000
<b>ind. Mitteldruck</b>	$p_{mi}$	in bar	3	15
<b>Luft-Kraftstoff-Verhältnis</b>	$\lambda$		1,0	1,0
<b>Einspritzdruck</b>	$p_{inj}$	in bar	80	200
<b>Ansteuerbeginn</b>	$\alpha_{ASB}$	in $^\circ \text{KW n. OT}$	-300	-300
<b>Zündwinkel</b>	$\alpha_{Zünd}$	in $^\circ \text{KW n. OT}$	-21	-9

### 5.1.1 Die Verbrennung bei unterer Teillast und hoher Last

In Abbildung 5.1 ist ein Teil der Resultate der thermodynamischen Analyse dargestellt, die für den in Tabelle 5.1 beschriebenen Betriebspunkt unterer Teillast durchgeführt wurde. Bei der Betrachtung des Brennverlaufs  $dQ_B/d\alpha$  sowie des Summenbrennverlaufs mit der Darstellung der freigesetzten Wärme  $Q_B$  über dem Kurbelwinkelverlauf  $\alpha$  wird die schnellere Verbrennung der Alkohole deutlich. Die Umsetzung des Ethanols erfolgt am schnellsten, gefolgt von n-Butanol und Benzin. Die frühere Schwerpunktlage  $\alpha_{MFB50}$  der Verbrennung der beiden Alkohole bedingt einen erhöhten Spit-

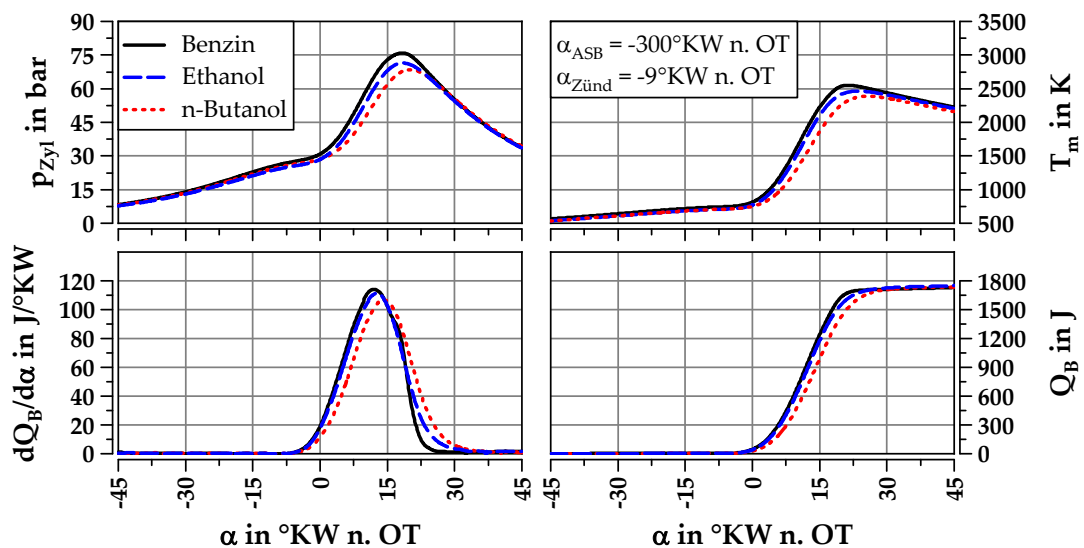
## 5.1 Grundlegende Untersuchung der Verbrennung

zenwert im Zylinderdruck  $p_{Zyl}$  gegenüber Benzin und in der Konsequenz eine frühere Lage des Maximums in der jeweiligen Massenmitteltemperatur  $T_m$ .



**Abbildung 5.1:** Verlauf von Zylinderdruck, Massenmitteltemperatur und Wärmefreisetzung im Homogenbetrieb bei unterer Teillast

Im Betriebspunkt hoher Last, dessen Ergebnisse der thermodynamischen Auswertung in Abbildung 5.2 gezeigt sind, ist eine Veränderung in der Brenndauer zu erkennen.



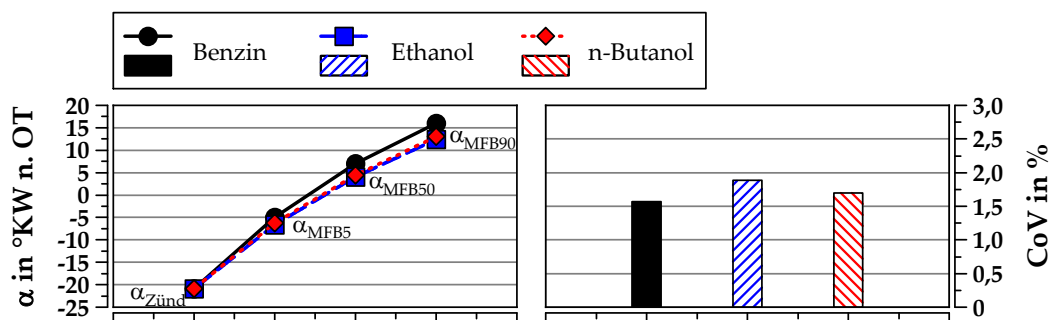
**Abbildung 5.2:** Verlauf von Zylinderdruck, Massenmitteltemperatur und Wärmefreisetzung im Homogenbetrieb bei hoher Last

Benzin brennt hier am schnellsten, während die Verbrennung von Ethanol insbesondere nach Erreichen des Verbrennungsschwerpunktes  $\alpha_{MFB50}$  an Brenngeschwindigkeit verliert. Bei Verwendung von n-Butanol wird indes sogar eine längere Zeit benötigt,

um die eingebrachte Kraftstoffmenge in Wärme umzusetzen. Als Folge der verlangsamten Verbrennung ist das Maximum des Zylinderdrucks bei der Alkoholverbrennung deutlich niedriger als bei Benzin. Auch die Massennitteltemperatur  $T_m$  steigt erst später an und klingt dann nach Erreichen der jeweiligen Maxima, die für die Alkohole unter dem des Benzins bleiben, mit gleicher Rate auf ein ähnliches Niveau ab.

In den in Abbildung 5.3 sowie in Abbildung 5.4 dargestellten Ergebnissen sind zur besseren Visualisierung die Lagen der markantesten Umsatzpunkte der Kraftstoffmasse während der Verbrennung aufgetragen.

Die Darstellung für die Verbrennung bei unterer Teillast in Abbildung 5.3 zeigt, dass insbesondere die erste Hälfte der Verbrennung bei den Alkoholen schneller abläuft. Nach Erreichen der Schwerpunktlage bei  $\alpha_{MFB50}$  ist die Dauer bis zum erfolgten Umsatz von 90 % der Kraftstoffmasse, per Definition das Brennende, für alle Kraftstoffe nahezu identisch. Vor dem Verbrennungsschwerpunkt jedoch warten die Alkohole mit einem kürzeren Zündverzug  $\Delta\alpha_{ZV}$  auf. Der Zündverzug ist definiert als Zeitraum vom Zündzeitpunkt  $\alpha_{Zünd}$  bis zur ersten Wärmefreisetzung. Die Verkürzung des Zündverzugs wirkt sich auch auf den Zeitraum aus, der als Flammenentwicklungszeit  $\Delta\alpha_{FE}$  die Spanne zwischen Zündzeitpunkt  $\alpha_{Zünd}$  und 10 %-Umsatzpunkt beschreibt (vgl. Tabelle 5.2). Die Unterschiede im Zündverzug gleich zu Beginn der Verbrennung resultieren schlussendlich in einer längeren Brenndauer  $\Delta\alpha_{BD}$  (Zeitraum zwischen 5 % und 90 % Umsatz) des Benzins gegenüber den Alkoholen.

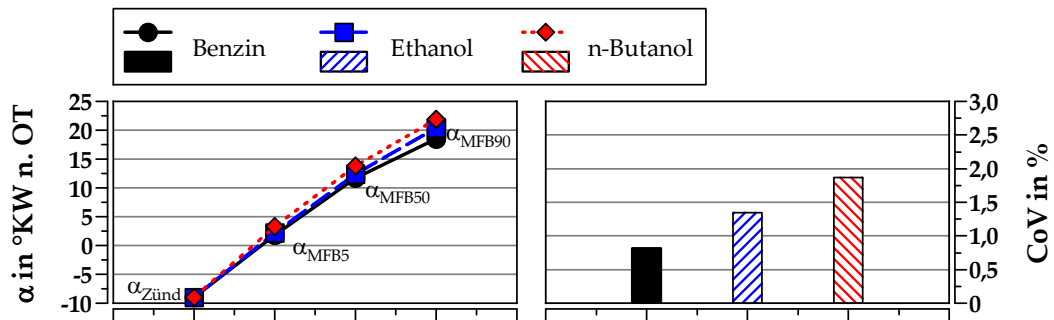


**Abbildung 5.3:** Massenumsatzlagen und CoV des indizierten Mitteldrucks bei unterer Teillast

Bei unterer Last korrelieren die Unterschiede in der laminaren Flammengeschwindigkeit zwischen den Alkoholen und Benzin (vgl. Tabelle 2.7) gut mit den hier getätigten Beobachtungen. Die unterschiedlichen Flammengeschwindigkeiten bedingen, dass die Einleitung und auch der weitere Verlauf der Verbrennung der Alkohole schneller ablaufen.

## 5.1 Grundlegende Untersuchung der Verbrennung

Die Laufruhe, ausgedrückt durch die relative Standardabweichung (CoV) des indizierten Mitteldrucks  $p_{mi}$ , zeigt indes keine Auffälligkeiten in diesem Betriebspunkt. Die geringfügigen Unterschiede unter den Kraftstoffen im CoV lassen keinen Spielraum für Interpretationen etwaiger kraftstoffbedingter Einflüsse auf die Stabilität der Verbrennung.



**Abbildung 5.4:** Massenumsatzlagen und CoV des indizierten Mitteldrucks bei hoher Last

Bei hoher Last hat sich das Bild umgekehrt (vgl. Abbildung 5.4). Während nun das Benzin den kürzesten Zündverzug  $\Delta\alpha_{ZV}$  zeigt, benötigt insbesondere das n-Butanol länger, um zu brennen. Bei hoher Last verlaufen jedoch auch die Brennraten über der gesamten Dauer der Verbrennung unterschiedlich. Kann bei niedriger Teillast noch eine Angleichung der Verbrennungen nach dem Verbrennungsschwerpunkt  $\alpha_{MFB50}$  beobachtet werden, so brennen die Alkoholkraftstoffe auch nach Umsetzung von 50 % der Kraftstoffmasse in Wärme langsamer als Benzin.

Die Verbrennungsstabilität ist in diesem Betriebspunkt bei Benzin deutlich besser als bei den beiden Alternativkraftstoffen. Es muss jedoch betont werden, dass unter diesen Betriebsbedingungen alle untersuchten Kraftstoffe weit unter der festgelegten Stabilitätsgrenze von  $CoV = 5\%$  liegen.

**Tabelle 5.2:** Zeit- und Umsatzpunkte der Verbrennung

		(n = 2000 min <sup>-1</sup> / $p_{mi}$ = 3 bar)			(n = 2000 min <sup>-1</sup> / $p_{mi}$ = 15 bar)		
		Benzin	Ethanol	n-Butanol	Benzin	Ethanol	n-Butanol
$\alpha_{Zünd}$	in °KW n. OT	-21	-21	-21	-9	-9	-9
$\alpha_{MFB50}$	in °KW n. OT	6,9	4,0	4,4	11,6	12,4	13,8
$\alpha_{MFB90}$	in °KW n. OT	16,0	19,0	19,3	18,5	20,3	21,9
$\Delta\alpha_{ZV}$	in °KW	10,2	8,7	9,5	6,3	6,6	7,1
$\Delta\alpha_{FE}$	in °KW	18,6	16,6	17,0	12,8	13,3	14,5
$\Delta\alpha_{BD}$	in °KW	21,0	19,0	19,3	16,7	18,2	18,7

### 5.1.2 Verbrennung und Emissionen innerhalb eines Lastschnitts

Um die Bewertung der Verbrennung, vor allem unter den Aspekten Stabilität und Wirkungsgrad, auf einen größeren Lastbereich ausdehnen zu können, wird ein Lastschnitt bei der bewährten Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  genauer analysiert. Die Versuche dazu werden für jeden Kraftstoff individuell bei wirkungsgradoptimalem Zündwinkel bzw. an der Klopfgrenze durchgeführt. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis wird konstant bei  $\lambda = 1,0$  gehalten. In den Betriebspunkten unterer Last beträgt der Einspritzdruck  $p_{\text{Inj}} = 80 \text{ bar}$ . Dieser wird mit steigender Last stufenweise gemäß der applizierten Werte eines 3-Zylinder-Downsizingkonzeptes bis auf  $p_{\text{Inj}} = 200 \text{ bar}$  angehoben [87].

Zunächst sind in Abbildung 5.5 neben dem CoV der indizierte Wirkungsgrad  $\eta_i$ , die mit dieser Größe in unmittelbaren Zusammenhang stehende Schwerpunktlage  $\alpha_{\text{MFB50}}$  sowie der spezifische, indizierte Verbrauch  $b_i$  über der Last aufgetragen.

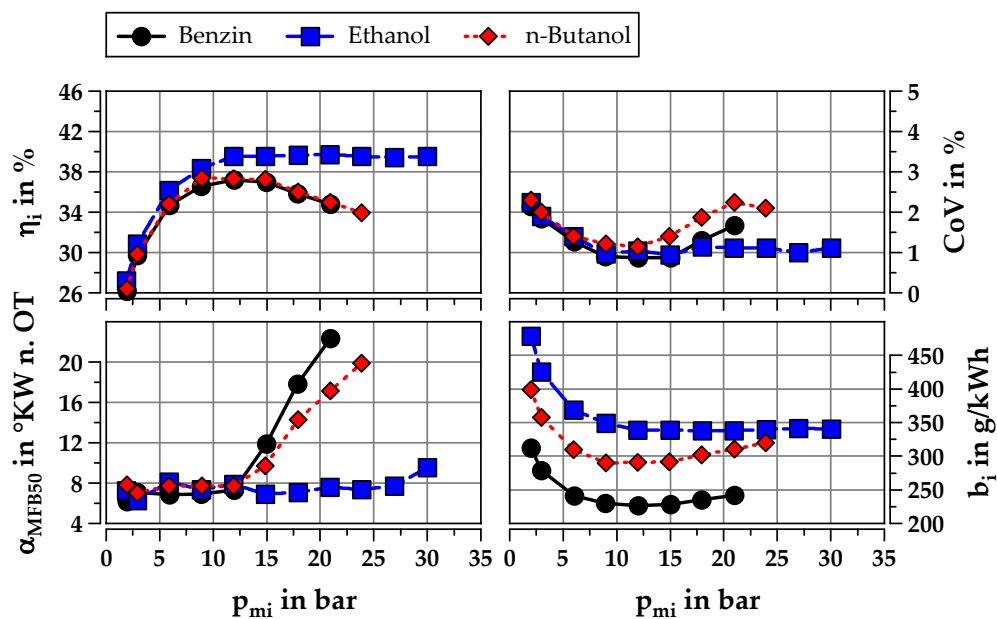


Abbildung 5.5: Güte der Verbrennung im Lastschnitt bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der offensichtlichste Unterschied zwischen den Kraftstoffen ist in dieser Darstellung der indizierte Wirkungsgrad  $\eta_i$ , der für Ethanol mit Übergang in den aufgeladenen Betriebsbereich Werte um  $\eta_i = 40 \%$  annimmt. Schon im Bereich unterer Teillast, wo der teilweise verschlossene Drosselklappenquerschnitt noch für deutliche Wirkungsgradverluste sorgt, ist die Verbrennung von Ethanol stets effektiver als die der beiden anderen Kraftstoffe. Benzin und n-Butanol bewegen sich hinsichtlich des Wirkungsgrades über dem gesamten Lastschnitt auf einem ähnlichen Niveau. Zu höheren Lasten hin gibt es bei diesen beiden Kraftstoffen Wirkungsgradeinbußen aufgrund der spä-

## 5.1 Grundlegende Untersuchung der Verbrennung

ten Schwerpunktlage, welche die Folge einer der Klopfneigung geschuldeten Spätverstellung des Zündwinkels ist (vgl. Abbildung 5.6). Der höhere spezifische, indizierte Verbrauch  $b_i$  der Alkoholkraftstoffe korreliert zunächst nicht mit dem jeweils zugehörigen Wirkungsgrad  $\eta_i$ . Dies begründet sich in den unterschiedlichen Stoffwerten der Kraftstoffe (vgl. Abschnitt 2.3.1). Die Alkohole haben einen geringeren Heizwert und somit einen höheren gravimetrischen Verbrauch bei gleichgestellter Last.

Der Vorteil des Ethanols im unteren Lastbereich kann auf die kürzere Brenndauer zurückgeführt werden. Diese bewirkt, dass mehr Arbeit auf den Kolben übertragen wird und der Gütegrad des Brennverlaufs  $\eta_{g,BV}$  angehoben wird. Bei höheren Lasten kann Ethanol den Vorteil der höheren Klopfestigkeit ausspielen. Diese Eigenschaft des Kraftstoffs erlaubt selbst bei hohen Lasten Zündzeitpunkte, welche die Verbrennung einen wirkungsgradoptimalen Schwerpunkt einnehmen lassen. Während bei den beiden klopfsensitiveren Kraftstoffen Benzin und n-Butanol bereits ab einer Last von  $p_{mi} = 15$  bar der Zündwinkel zurückgenommen werden muss, wird Ethanol lediglich durch den steigenden Spitzendruck  $p_{Zyl,max}$  limitiert (siehe Abbildung 5.6).

An dieser Stelle sei auf die lange Ansteuerdauer hingewiesen. Für die zur Darstellung einer Last von  $p_{mi} = 30$  bar benötigte Kraftstoffmasse an Ethanol ist für den Einspritzvorgang mit  $p_{Inj} = 200$  bar eine Ansteuerdauer von  $t_i = 7,3$  ms notwendig. Bei der eingestellten Drehzahl bedeutet dies eine Einspritzung über einen Kurbelwinkelbereich von ca.  $\alpha \approx 90^\circ$  KW. Höhere Injektordurchflüsse können jedoch verhindern, dass solch ein großes Zeitfenster für die Einspritzung erforderlich ist.

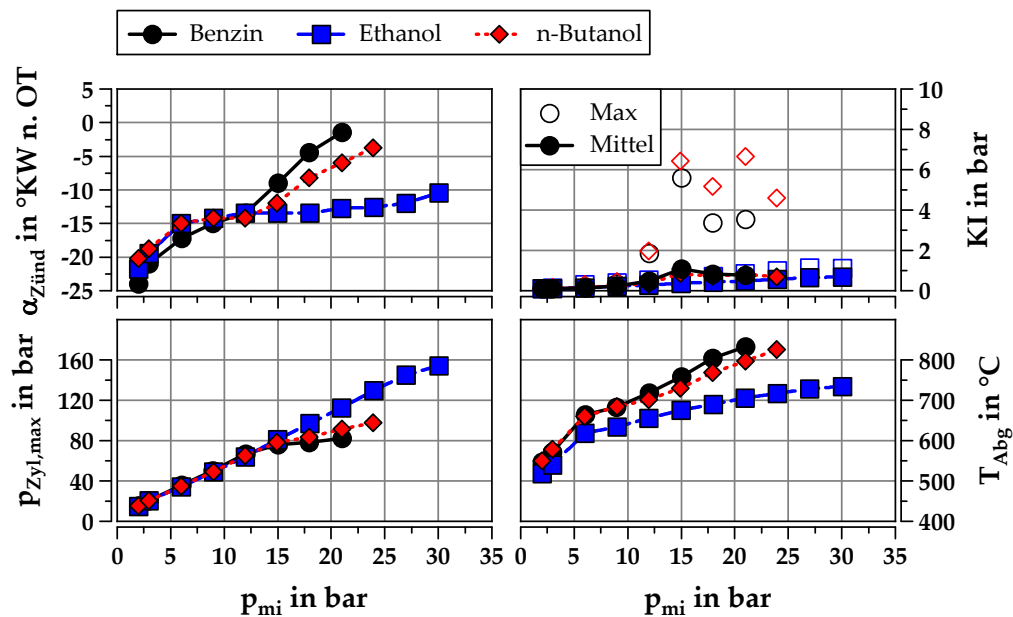


Abbildung 5.6: Randbedingungen des Lastschnitts bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Aufgrund des günstigeren Zündzeitpunktes  $\alpha_{\text{Zünd}}$ , in Kombination mit der kühlenden Wirkung der Direkteinspritzung, ist auch die Abgastemperatur  $T_{\text{Abg}}$  bei der Verbrennung von Ethanol deutlich niedriger als bei Benzin und n-Butanol. Dies kann sich positiv auf die Materialauslegung der Turboladerturbine auswirken. Zudem kann unter Umständen auf eine verbrauchsungünstige Anfettung in volllastnahen Kennfeldbereichen verzichtet werden.

Wie sich die Unterschiede in der Verbrennung auf die resultierenden Emissionen auswirken, zeigt Abbildung 5.7. Dort sind die limitierten Abgasbestandteile HC, CO,  $\text{NO}_x$  sowie die Schwärzung des Abgases als Schwärzungszahl (nach Bosch) (SZ) über der Last aufgetragen.

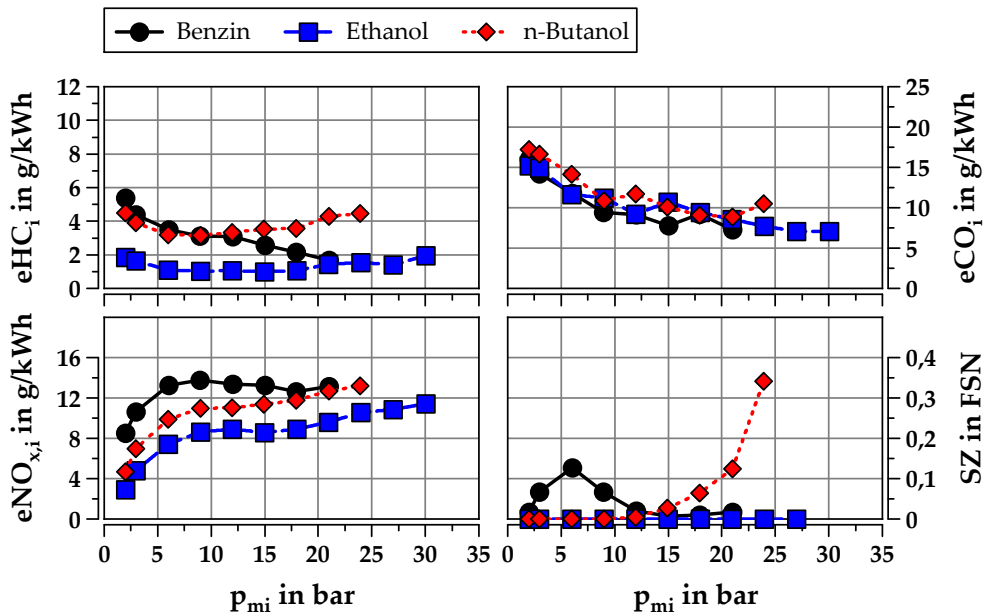


Abbildung 5.7: Emissionen des Lastschnitts bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Im Vergleich der drei untersuchten Kraftstoffe zeigt sich zunächst bei dem Großteil der Verläufe eine gleiche Tendenz als Funktion der Last. So nehmen etwa die HC-Emissionen nach anfänglich höheren Werten immer weiter ab. Hier liegen Benzin und n-Butanol auf einem ähnlichen Niveau, ehe der Alkohol ab einer Last von  $p_{\text{mi}} = 12 \text{ bar}$  und vollständig geöffneter Drosselklappe wieder leicht ansteigt. Ethanol ist auf dem niedrigsten Gesamtniveau des Vergleichs. Auch die CO-Emissionen weisen mit steigender Last einen Rückgang auf. Durch die turbulenten sowie heißeren Bedingungen der höheren Last verbessern sich die Bedingungen für die Gemischbildung und die nachfolgende Verbrennung. Alle drei Kraftstoffe befinden sich auf einem vergleichbaren Niveau.



Bei den Stickoxiden sind deutliche Unterschiede zwischen den untersuchten Kraftstoffen über der Last erkennbar. Hier liegt Ethanol am niedrigsten, gefolgt von n-Butanol und Benzin. Bei hohen Lasten kommt es zu einer Annäherung zwischen Benzin und n-Butanol, da bei Benzin der Zündwinkel stärker zurückgenommen werden muss und so durch die Verbrennung bei späterer Schwerpunktlage in der Expansion auch niedrigeren Temperaturen im Brennraum herrschen (vgl. Abbildung 5.6). Während im angeddrosselten Betrieb noch eine leichte Schwärzung des Abgases der Benzinverbrennung detektierbar ist, sind in den übrigen Messpunkten des Kraftstoffs keine Anzeichen einer rußenden Verbrennung mehr zu sehen. Ethanol weist eine durchweg rußfreie Verbrennung auf. Bei n-Butanol hingegen kann mit steigender Last ab ca.  $p_{mi} \approx 15$  bar ein Anstieg in der Schwärzung beobachtet werden, welcher mit Erreichen der kraftstoffspezifischen Volllast sein Maximum erreicht.

### 5.1.3 Einfluss von AGR, Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Ansteuerbeginn

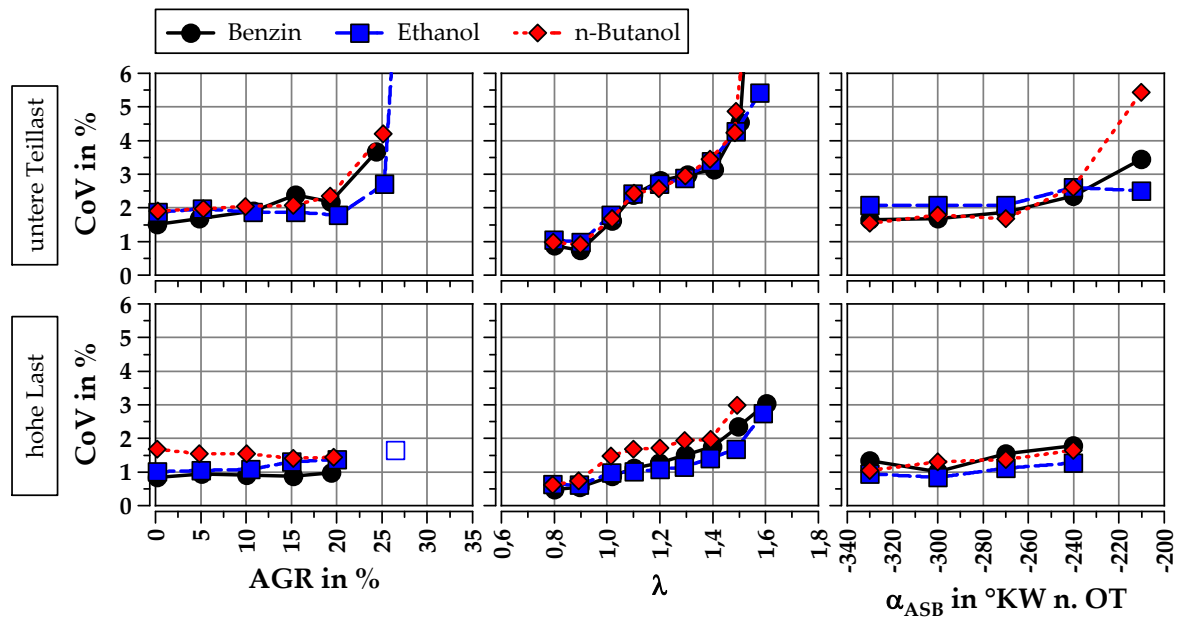
Bei der folgenden Betrachtung werden Parameter variiert, die ihrerseits starken Einfluss auf die Verbrennung nehmen. Neben dem extern rückgeführten Abgas werden das Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  und der Ansteuerbeginn  $\alpha_{ASB}$  soweit variiert, bis keine stabile Verbrennung mehr möglich ist beziehungsweise der Grenzwert von  $CoV = 5\%$  des  $p_{mi}$  erreicht wird.

Die Abbildung 5.8 zeigt die entsprechende Größe über den variierten Parametern, jeweils für die Betriebspunkte bei unterer Teillast (obere Reihe) und bei hoher Last (untere Reihe). Die Zündzeitpunkte sind in diesen Versuchen nicht gleichgestellt. Der Verbrennungsschwerpunkt wird stets verbrauchsoptimal eingestellt. Bei hoher Last und klopfsensitivem Kraftstoff kann dies durch die Klopfgrenze limitiert werden.

Im linken Teil der Abbildung sind die Verläufe des  $CoV$  als Funktion der AGR aufgetragen. Bei unterer Teillast nimmt ab einer AGR  $> 20\%$  die Stabilität für alle Kraftstoffe deutlich ab, wobei sich die Verbrennung von Ethanol hier noch als am stabilsten erweist. AGR-Raten  $> 25\%$  sind entweder überhaupt nicht mehr realisierbar oder aber verbunden mit inakzeptablen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks  $p_{mi}$  weit oberhalb der Laufruhegrenze. Bei hoher Last schwankt die Verbrennung aller Kraftstoffe bei Variation der AGR nahezu gleich stark. Hier ist das Spülgefälle der limitierende Faktor einer weiteren Erhöhung der AGR. Das AGR-Ventil ist bereits voll geöffnet. Doch aufgrund des definierten Spülgefälles von  $\Delta p = p_s - p_{Abg} = -100$  mbar kann

## 5 Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen

nicht mehr Restgas in die Ansaugstrecke geleitet werden. Für Ethanol ist zusätzlich jener Betriebszustand markiert, der sich bei geöffnetem AGR-Ventil sowie der beiden vollständig angestellten Abgasklappen einstellt. Im gemessenen Punkt liegt ein Spülgefälle von ca.  $\Delta p \approx -140$  mbar vor. So kann die AGR-Rate immerhin noch auf ca. 26 % gesteigert werden. Eine große Auswirkung auf die Stabilität der Verbrennung hat dies jedoch nicht.



**Abbildung 5.8:** Fahrbarkeit als Funktion von AGR,  $\lambda$  und Ansteuerbeginn

Bei Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses  $\lambda$  zeigen alle Kraftstoffe eine ähnliche Verbrennung als Funktion von  $\lambda$ . Einzig n-Butanol liegt mit den Schwankungen in der Verbrennung bei hoher Last auf einem leicht höheren Niveau. Die Variation des Ansteuerbeginns  $\alpha_{ASB}$  mit unmittelbar einhergehenden Folgen für den Gemischbildungsprozess wirkt sich nur auf den von n-Butanol aus. Hier wird in unterer Teillast eine deutliche Zunahme des CoV beobachtet.

Die Emissionen, dargestellt in Abbildung 5.9, zeigen indes das bereits bekannte Bild aus den Untersuchungen des Lastschnitts. Die HC-Emissionen sind bei Benzin am höchsten, gefolgt von n-Butanol und mit einigem Abstand Ethanol. Bei allen Kraftstoffen steigen die Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe infolge unvollständiger Verbrennung mit steigender AGR an. Die Emissionen von CO und NO<sub>x</sub> verhalten sich ihrerseits relativ ähnlich. Mit steigender AGR nehmen diese Konzentrationen im Abgas kontinuierlich ab. Bei den Stickoxiden ist der Rückgang sehr stark ausgeprägt. Dabei liegen jedoch kraftstoffbedingte Niveauunterschiede vor. So sind sowohl die CO- als auch die NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Benzin am höchsten, gefolgt von n-Butanol

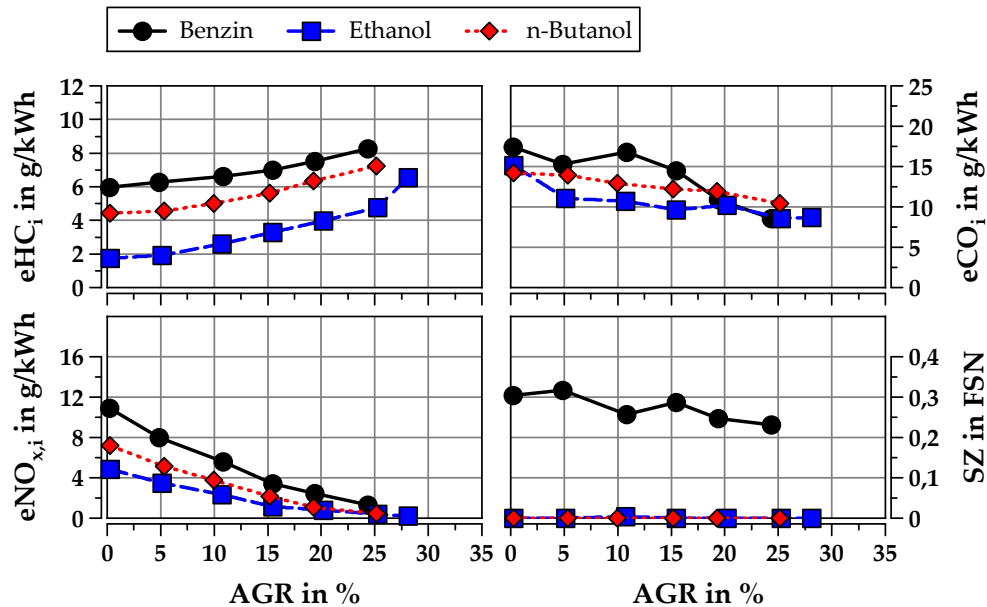


Abbildung 5.9: Emissionen bei Variation der AGR in unterer Teillast

und Ethanol. Bei Benzin ist das über der Variation nahezu konstante Niveau der Abgasschwärzung auffällig. Hier handelt es sich offensichtlich um schlechte Bedingungen für eine Nachoxidation der während der Verbrennung entstanden Partikel. Dafür sprechen auch die Ergebnisse aus der Lastschnittuntersuchung (vgl. Abbildung 5.7) sowie die Ergebnisse der Ansteuerbeginnvariation (vgl. Abbildung 5.11). Die Alkohole indes weisen überhaupt keine Schwärzung des Abgases auf.

Im Vergleich zur unteren Teillast verhalten sich die Kraftstoffe bei hoher Last leicht verändert, wie durch die in Abbildung 5.10 aufgetragenen Ergebnisse verdeutlicht wird. Die Verbrennung von Benzin liefert nun weniger HC-Emissionen als n-Butanol. Auch bei den CO-Emissionen sind die höchsten Werte beim Alkohol zu finden. Offensichtlich kommen hier die Schwierigkeiten bei der Gemischbildung in Kombination mit den diesen nicht gerade unterstützenden Stoffeigenschaften zum Tragen. Die Differenz zwischen Benzin und n-Butanol in den NO<sub>x</sub>-Emissionen ist nicht mehr so groß wie noch bei niedrigeren Lasten. Für alle Kraftstoffe sind die Niveaus aufgrund des zu höherer Last hin veränderten Betriebspunktes angestiegen. Der Umstand, dass selbst bei dem zuvor noch unauffälligen Verhalten in der Abgasschwärzung nun ein Anstieg bei n-Butanol zu sehen ist, untermauert die Vermutung, dass bei hoher Last und hohen AGR-Raten die Gemischbildung von n-Butanol im Vergleich zu den beiden anderen Kraftstoffen schlechter verläuft. Benzin und Ethanol hingegen sind in Bezug auf die Partikelemissionen unauffällig und zeigen keine signifikante Abgasschwärzung.

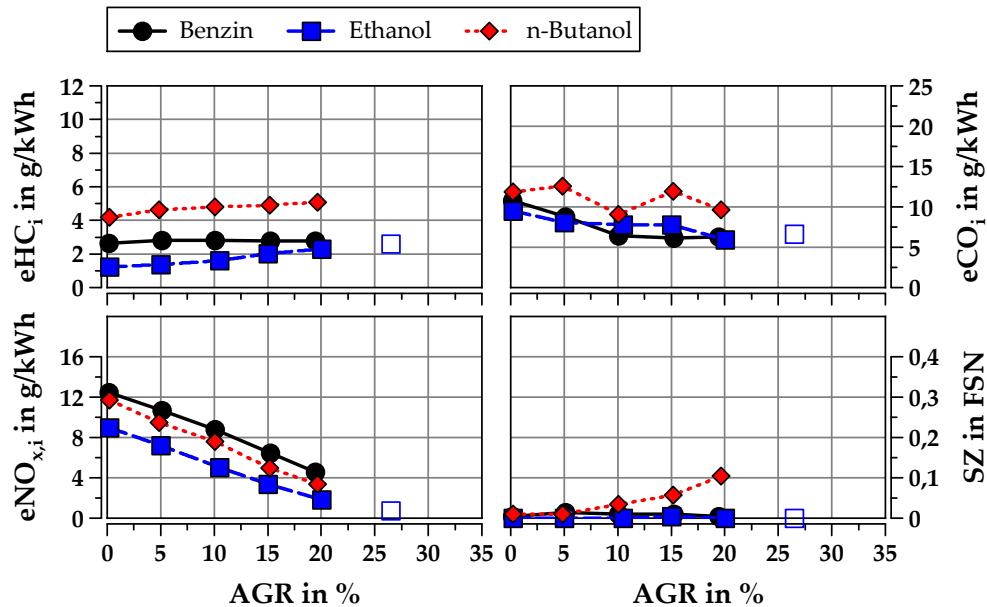


Abbildung 5.10: Emissionen der AGR-Variation bei hoher Last

Die Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bringt keine neuen Erkenntnisse in Bezug auf die Emissionen der drei untersuchten Kraftstoffe. Vielmehr werden die Beobachtungen der AGR-Variationen in den beiden untersuchten Lastpunkten insofern bestätigt, als dass auch bei Variation von  $\lambda$  die Kraftstoffe im gleichen Verhältnis zueinander auf die Variation der Parameters reagieren. Eine Veränderung kann, wie auch schon bei den Ergebnissen in Abbildung 5.10, für die HC-Emissionen von n-Butanol festgestellt werden. Diese liegen auch bei hoher Last und Variation von  $\lambda$  höher als die von konventionellem Kraftstoff. Benzin indes ist auch bei unterer Teillast von leichter Schwärzung des Abgases infolge der Partikelemissionen betroffen, insbesondere im fetten Betrieb bei  $\lambda < 1,0$ . Der Vollständigkeit halber sind die Abbildungen der Ergebnisse unterer Teillast und hoher Last in Abschnitt F.1 des Anhangs aufgeführt (vgl. Abbildung F.1 & Abbildung F.2).

Die Variation des Ansteuerbeginns  $\alpha_{ASB}$  hebt die Probleme mit n-Butanol bei der Gemischbildung hervor. Durch die immer später erfolgende Einspritzung steht zunehmend weniger Zeit für eine vollständige Gemischaufbereitung zur Verfügung. Während sich Ethanol und auch Benzin, abgesehen von geringfügigen Anstiegen der CO-Emissionen, weitestgehend unauffällig zeigen, steigen ab einem Ansteuerbeginn von  $\alpha_{ASB} = -270^\circ \text{KW n. OT}$  die HC-Emissionen von n-Butanol dramatisch an, wie Abbildung 5.11 aufzeigt. In Anbetracht der Erkenntnisse aus den Gemischbildungsuntersuchungen in Kapitel 4, wo aufgezeigt wird, dass die Reproduzierbarkeit der Gemischbildung und die Zerstäubungsgüte bei den Alkoholkraftstoffen abnehmen, scheint hier

die Zeit für eine vollständige Gemischaufbereitung und Homogenisierung nicht ausreichen. Bei hoher Last verstärkt sich dieser Effekt, was sich insbesondere auf die HC-Emissionen bei n-Butanol auswirkt (vgl. Abbildung F.3 im Anhang). In diesem Betriebspunkt ist zudem die hohe Schwärzungszahl bei Benzin und frühem Ansteuerbeginn auffällig. Hier kommt es offensichtlich bei  $\alpha_{ASB} = -330^\circ \text{KW n. OT}$  zu einer Kolbenbenetzung mit dem noch flüssigen Kraftstoff. Dieser Umstand ist Folge des hohen Einspritzdrucks in Kombination mit einem noch nicht ausreichend abwärts bewegten Kolben. Die Alkohole haben in dieser Hinsicht offensichtlich keine Probleme, was am Siedeverhalten der Einkomponentenkraftstoffe liegt (vgl. dazu auch Abschnitt 4.3.2).

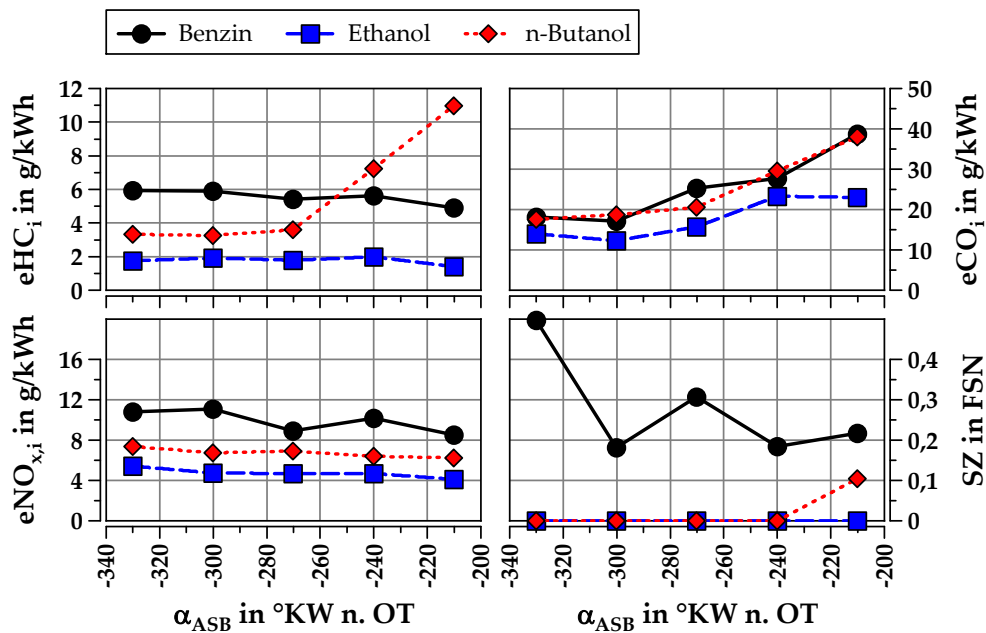


Abbildung 5.11: Emissionen bei Variation des Ansteuerbeginns in unterer Teillast

Legt man die gewonnenen Erkenntnisse der Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit der Gemischbildung aus Unterkapitel 4.3 zu Grunde, lässt sich eine Auswirkung auf die Stabilität der Verbrennung nur bedingt wiederfinden. Einzig n-Butanol zeigt bei einem sehr späten Einspritzzeitpunkt eine Abweichung im CoV, verglichen mit dem CoV-Verlauf des Benzins. Auch bei hoher Last liegt dieser Kraftstoff leicht über dem Niveau der Vergleichskraftstoffe. Im Verlauf der einzelnen Variationen, die alle bei neutraler Brennraumströmung durchgeführt werden, zeigen sich jedoch keine eindeutigen Veränderungen der Verbrennung als Funktion des Kraftstoffs. Das Verhalten in den Emissionen wiederum bestätigt die Schlussfolgerung, dass insbesondere n-Butanol teilweise Schwierigkeiten in der Gemischbildung hat und als Folge daraus bei widrigen Randbedingungen schnell mit einem Anstieg der Emissionen gerechnet werden muss.

## 5.2 Flammenausbreitung

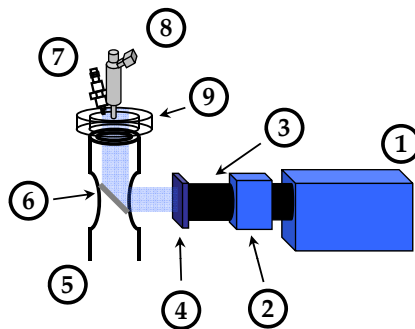
Die ersten Ergebnisse der grundlegenden Untersuchungen zur Verbrennung zeigen, dass die Reaktion der Alkohole unter den Bedingungen niedriger Teillast schneller verläuft als die Verbrennung von Benzin. Aufgrund gleichgestellter Randbedingungen deutet dieser Sachverhalt auf Unterschiede im Entflammungsverhalten des Kraftstoffgemischs bzw. auf unterschiedliche Flammengeschwindigkeiten der Kraftstoffe hin.

Beim Verbrennungsmotor setzt sich die Geschwindigkeit der Flamme aus den Anteilen der laminaren und der turbulenten Flammengeschwindigkeit zusammen. Die laminare Flammengeschwindigkeit  $s_L$  beschreibt die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer vorgemischten Flammenfront in einem ruhenden Luft-Kraftstoff-Gemisch [105]. Da jedoch im realen motorischen Betrieb das Strömungsfeld meist turbulent ist, muss neben der laminaren Komponente noch ein turbulenter Anteil berücksichtigt werden. Durch die Turbulenz im Brennraum, hervorgerufen durch den Einströmvorgang der Ansaugluft, wird die bisher glatte laminare Flammenfront gefaltet. Dadurch kommt es zu einer Vergrößerung ihrer Oberfläche. Dieser Vorgang bewirkt, dass die turbulente Flammengeschwindigkeit  $s_T$  um den Anteil des lokalen Turbulenzniveaus  $u'$  größer ist als die laminare Flammengeschwindigkeit. Dieser Zusammenhang wird über die Damköhler-Beziehung in Gleichung 5.1 zum Ausdruck gebracht. Diese Gleichung gilt unter der Annahme, dass sich die Flamme auch weiterhin lokal im turbulenten Strömungsfeld mit der laminaren Flammengeschwindigkeit ausbreitet [30]:

$$s_T = \left( 1 + C \cdot \frac{u'}{s_L} \right) s_L \quad (5.1)$$

Die in der Literatur aufgeführten laminaren Flammengeschwindigkeiten, die meist im Labor an einzelnen Flammen unter stationären Bedingungen ermittelt werden, lassen höhere Umsatzgeschwindigkeiten bei den beiden Alkoholkraftstoffen erwarten (vgl. Tabelle 2.7 in Abschnitt 2.3.1). Um dies zu verifizieren und die Brücke vom Labor in die Welt des Verbrennungsmotors und seiner Turbulenz zu schlagen, sollen die in dieser Arbeit verwendeten Kraftstoffe unter verbrennungsmotorischen Bedingungen hinsichtlich ihrer Brenngeschwindigkeit untersucht werden. Da sich das beobachtete Verhalten auf die untere Teillast beschränkt, bietet sich hier der Einsatz des Transparentaggregates an. Unter Zuhilfenahme einer Hochgeschwindigkeitskamera wird eine volumenintegrale Messung der Chemilumineszenz des OH-Radikals bei einer Wellenlänge von ca.  $\lambda_{em} = 306 \text{ nm}$  vorgenommen und so die Flamme im Brennraum detektiert.

Der schematisch dargestellte Versuchsaufbau ist in Abbildung 5.12 zu sehen. Wie auch schon im bereits zuvor vorgestellten Versuchsaufbau der Untersuchungen zur Gemischbildung wird der optisch zugängliche Brennraum des Transparentmotors durch den Quarzglasring (⑨) und den Quarzglaseinsatz im Kolbenboden (⑤) geprägt. Zusätzlich zum zentral angeordneten Injektor (⑧) ist bei diesem Aufbau eine Zündkerze vorhanden (⑦), die mittig zwischen den Auslassventilen platziert ist. Das UV-Signal wird durch das Glas im Kolbenboden und über einen 45°-Spiegel (⑥) von einem Cerco-Objektiv (③, EADS, 100 mm /  $f_B = 2,8$ ) erfasst. Der verwendete UV-B Filter (④) zeichnet sich durch eine hohe Transmission von  $T > 80\%$  im Bereich  $\lambda_{em} = 300 \dots 325$  nm aus. Um eine möglichst genaue zeitliche Auflösung der Verbrennung analysieren zu können, werden die Bildaufnahmen bei  $f = 12$  kHz durchgeführt. Dies entspricht bei der gewählten Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  einer zeitlichen Auflösung von 1 Bild / °KW. Die maximal zur Verfügung stehende Bildauflösung beträgt dabei  $704 \times 688$  Pixel. In Bezug zum vorhandenen Bereich, der durch den Kolbenboden eingesehen werden kann, entspricht dies einer Kreisfläche von ca.  $A = 2360 \text{ mm}^2$ . Etwa  $\frac{2}{3}$  des Bohrungsdurchmessers können somit eingesehen werden. Das Signal wird über einen Hochgeschwindigkeitsverstärker (IRO, LaVision) verstärkt (②) und an die nachgeschaltete Hochgeschwindigkeitskamera (①) mit CMOS-Chip (FASTCAM SA 1, Photron) weitergeleitet.



**Abbildung 5.12:** Schematischer Versuchsaufbau der Flammenvisualisierung am Transparentmotor

Der Zündfunke emittiert ein in seiner Intensität um ein Vielfaches höheres Lichtsignal als das Signal der zu detektierenden OH-Chemilumineszenz. Um die empfindlichen Photokathoden des eingesetzten Bildverstärkers nicht zu beschädigen, erfolgt daher die Aufnahme erst nach dem Zündzeitpunkt  $\alpha_{Zünd}$  mit einer zeitlichen Verzögerung von  $\Delta\alpha = 3^\circ \text{KW}$ . Zum Zeitpunkt des gewählten Aufnahmebeginns ist der Zündfunke bereits wieder erloschen, ohne dass die Flammenentwicklung ihrerseits weit fortgeschritten ist. Die Daten für die nachstehenden Auswertungen sind aus 50 aufeinanderfolgenden, gefeuerten Zyklen erhoben. Der Motor wird hier nicht im „skipped fire“-Modus betrieben. Während Details zur Nachbearbeitung der aufgenommenen

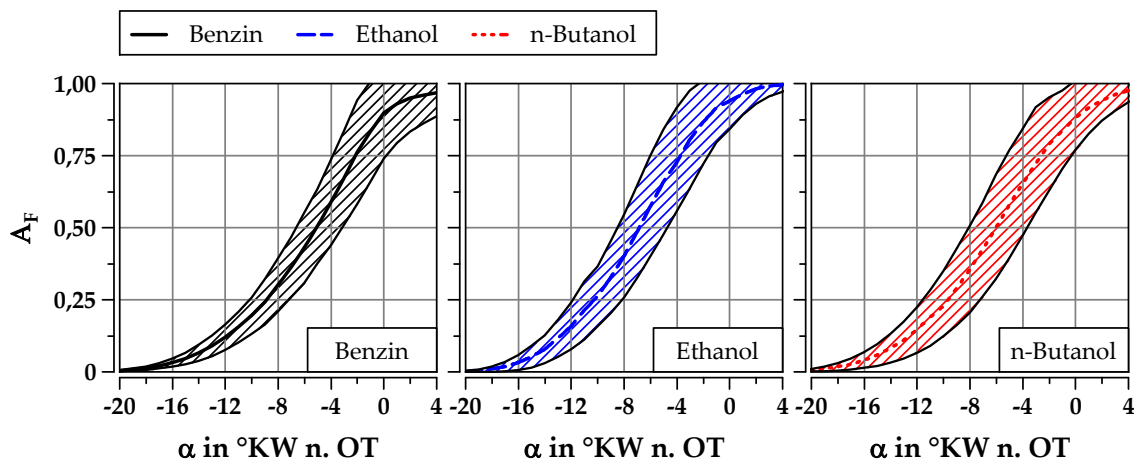
Bilder und der computerunterstützten Ermittlung der Flammenfläche in Unterkapitel E des Anhangs erläutert werden, sind die wichtigsten Randbedingungen der Untersuchungsreihe in der nachfolgenden Tabelle 5.3 zusammengefasst:

**Tabelle 5.3:** Randbedingungen der Flammenuntersuchungen

<b>Drehzahl</b>	$n$	in $\text{min}^{-1}$	2000
<b>ind. Mitteldruck</b>	$p_{\text{mi}}$	in bar	3,0
<b>Luft-Kraftstoff-Verhältnis</b>	$\lambda$		1,0
<b>Einspritzdruck</b>	$p_{\text{Inj}}$	in bar	100
<b>Ansteuerbeginn</b>	$\alpha_{\text{ASB}}$	in $^{\circ}\text{KWn.OT}$	-300
<b>Zündwinkel</b>	$\alpha_{\text{Zünd}}$	in $^{\circ}\text{KWn.OT}$	-25
<b>Beginn der Aufnahmen</b>		in $^{\circ}\text{KWn.OT}$	-22
<b>Zeitliche Auflösung</b>		in Bilder/ $^{\circ}\text{KW}$	1

### 5.2.1 Entwicklung der Flammenfläche

In Abbildung 5.13 ist die Entwicklung der normierten Flammenfläche  $A_F$  über dem Kurbelwinkel  $\alpha$  aufgetragen. Die Standardabweichung der mittleren Flammenfläche ist als Streuband dargestellt.



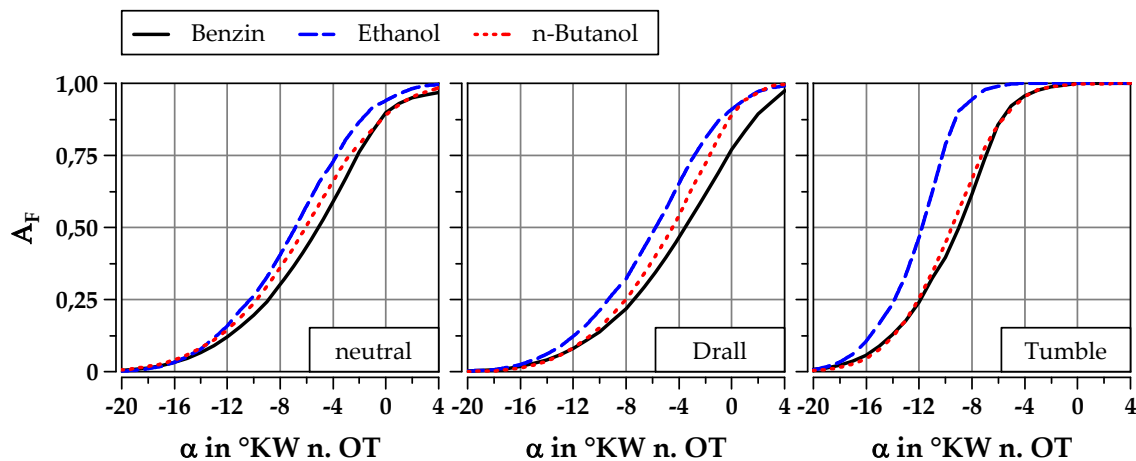
**Abbildung 5.13:** Ausbreitung der mittleren Flammenfläche im Referenzpunkt bei neutraler Brennraumströmung

Die in Abschnitt 5.1.1 beschriebenen Beobachtungen vom thermodynamischen Motor lassen sich mittels optischer Messtechnik am Transparentaggregat bestätigen. Die Flamme von Ethanol breitet sich am schnellsten aus, gefolgt von n-Butanol und Benzin. In Abbildung 5.14 lässt sich dieser Sachverhalt besser erfassen, da die Kurven der drei Kraftstoffe bei entsprechender Ladungsbewegung in einem Diagramm zusammen abgebildet sind.



An dieser Stelle soll zunächst jedoch das Augenmerk auf die Streuung gerichtet werden. n-Butanol weist die größten Streuungen bei der Ausbreitung der Flammenfläche  $A_F$  auf. Auch Ethanol zeigt ein leicht auffälligeres Streuverhalten als Benzin, so dass die Ergebnisse aus Abschnitt 4.3.2 zumindest teilweise bestätigt werden. Jedoch scheinen sich diese Schwankungen nicht auf den indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  auszuwirken, was die in Abbildung 5.5 gezeigten Ergebnissen untermauern. Dort findet sich das hier beobachtete Streuverhalten bei geringer Last jedenfalls nicht wieder.

Um den Einfluss der Ladungsbewegung zu ermitteln, wird wie auch schon bei den in Unterkapitel 4.3 vorgestellten Versuchen die Ladungsbewegung durch entsprechendes Verschließen der Einlasskanäle variiert. Die Ergebnisse für neutrale Brennraumströmung sowie die für die erzeugten Strömungszustände Drall und Tumble zeigt die Abbildung 5.14:



**Abbildung 5.14:** Normierte Ausbreitung der mittleren Flammenfläche bei Variation der Ladungsbewegung

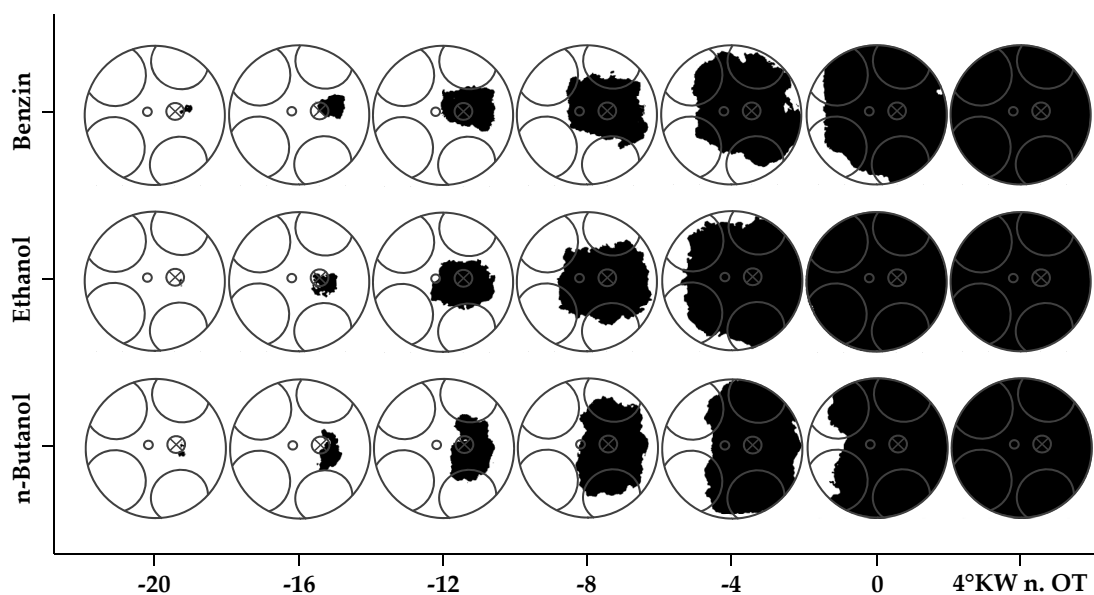
Hier wird der einleitend erwähnte Unterschied in der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfläche der drei Kraftstoffe bei neutraler Brennraumströmung deutlich aufgezeigt. Während die Entflammungsphase noch für alle drei Kraftstoffe ähnlich viel Zeit in Anspruch nimmt, brennen die Alkohole Ethanol und n-Butanol im Anschluss schneller als Benzin. Insbesondere das Ethanol ist dabei schneller in der Ausbreitung der Flammenfläche. Gegen Ende des Beobachtungszeitraumes nähert sich Benzin hinsichtlich der eingenommenen Flammenfläche dem n-Butanol an.

Durch den Drall erfahren alle drei Kraftstoffe eine gleichermaßen ausgeprägte Verlangsamung in der Verbrennung. Dies steht allerdings im Widerspruch zu den Ergebnissen in [54], wo eine geringfügige Beschleunigung der Verbrennung durch Aufprägung einer Drallbewegung auf die Brennraumströmung gegenüber normaler Ladungsbe-

wegung festgestellt wird. Unabhängig davon ist hier jedoch zu beobachten, dass n-Butanol ein ähnliches Verhalten nach erfolgter Auslösung des Zündfunktens zeigt wie Benzin. Im Anschluss an die Entflammungsphase brennt dieser Alkohol aber wieder schneller als Benzin.

Bei der Tumbleströmung wird, wie auch schon bei der Ergebnisinterpretation der instationären Gemischbildungsuntersuchungen in Abschnitt 4.3.2 erläutert, eine Brennraumströmung mit hoher kinetischer Energie induziert. Diese übersteht die Kompression zu einem gewissen Teil [26, 54, 108]. Durch das somit angehobene Turbulenzniveau während der Einleitung der Verbrennung wird selbige beschleunigt. Im untersuchten Fall geschieht dies für Ethanol stärker als für n-Butanol, dessen Flammenfläche sich mit einer vergleichbaren Geschwindigkeit ausbreitet wie die des Benzins.

Die Beobachtung der unterschiedlichen Ausbreitungs- bzw. Brenngeschwindigkeiten bei neutraler Brennraumströmung lässt sich auch anhand der in Abbildung 5.15 gezeigten Flammenflächen für ausgewählte Zyklen machen. Dargestellt sind die Flammenflächen jener einzelnen Zyklen, die dem Mittel am ehesten entsprechen. Hier wird deutlich, wie dicht beieinander die Flammenflächen in ihrer Ausbreitung zu den jeweiligen Zeitpunkten liegen.

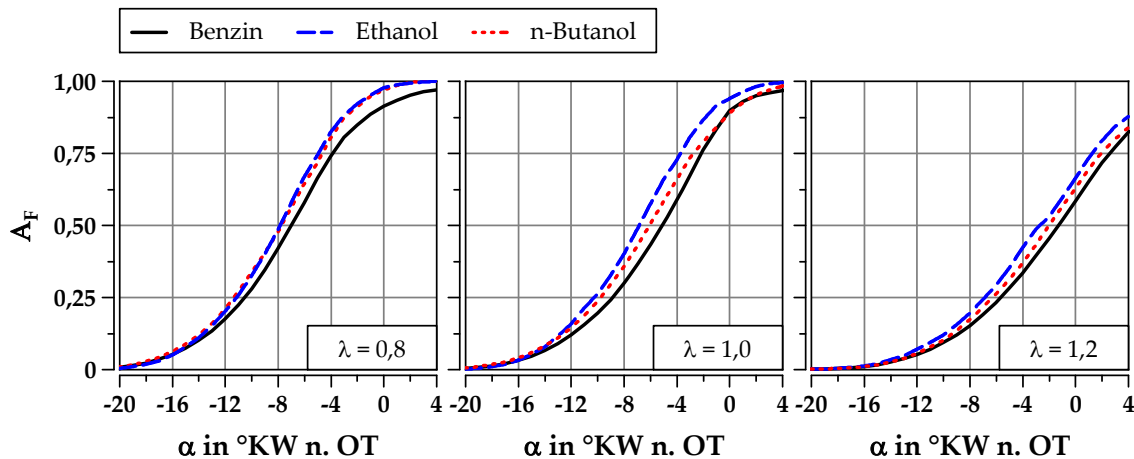


**Abbildung 5.15:** Ausbreitung der Flammenfläche ausgewählter Zyklen für neutrale Brennraumströmung

Ausgehend vom Ort der Einleitung des Zündfunktens breitet sich die Flammenfläche gleichmäßig aus. Lediglich beim n-Butanol ist beim ausgewählten Zyklus eine leichte Vorzugsrichtung der Flammenausbreitung zu erkennen. Die Flamme breitet sich

hier zunächst stärker in Richtung Auslassventile aus, anstatt eine konzentrische Entwicklung wie die Flammenflächen der beiden anderen Kraftstoffe zu nehmen. Dieses Verhalten wird später in Abschnitt 5.2.2 analysiert. Trotz der sich in ihrer Ausdehnung stark ähnelnden Flammenflächen kann auch hier der (wenn auch nur leichte) Unterschied in der Ausbreitung ausgemacht werden.

Hinlänglich bekannt ist die Tatsache, dass die laminare Flammgeschwindigkeit  $s_L$  neben den Diffusions- und Reaktionsprozessen in der Flamme sowie der Reaktionskinetik auch von den Umgebungsbedingungen Druck und Temperatur sowie von der Gemischzusammensetzung abhängig ist [105]. In dem folgenden Vergleich wird daher die Ausbreitung der Flammenfläche für die untersuchten Kraftstoffe bei unterschiedlicher Gemischzusammensetzung, jedoch bei gleichem Turbulenzniveau (d.h. neutrale Ladungsbewegung) untersucht.



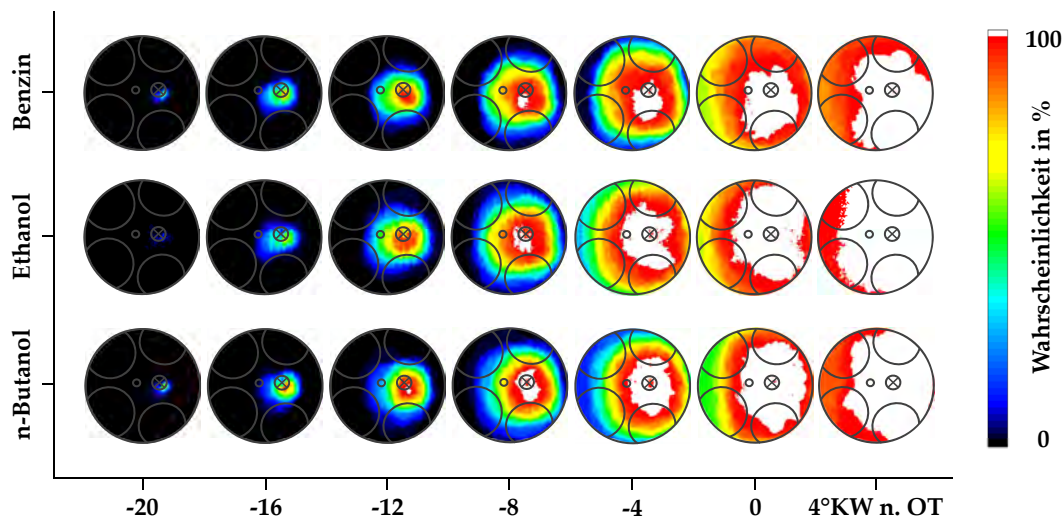
**Abbildung 5.16:** Einfluss von  $\lambda$  auf die Ausbreitung der Flammenfläche

In Abbildung 5.16 ist hierzu die normierte Flammenfläche  $A_F$  über dem Kurbelwinkel  $\alpha$  für verschiedene  $\lambda$  aufgetragen. Zunächst kann der auch in den meisten veröffentlichten Untersuchungen festgestellte Sachverhalt einer höheren Brenngeschwindigkeit bei leicht fettem Gemisch beobachtet werden. Spätestens zum beobachteten Zeitpunkt bei  $\alpha = -7^{\circ}\text{KW n. OT}$  haben die Flammen aller drei Kraftstoffe die Hälfte des einsehbaren Bereichs im Brennraum eingenommen.

Während sich dieser Zustand bei stöchiometrischen Gemisch erst etwas später einstellt, wird bei magerem Gemisch mit  $\lambda = 1,2$  die 50 %-Marke erst kurz vor OT erreicht. Diese Verlangsamung der Ausbreitungsgeschwindigkeit bei magerer Gemischzusammensetzung ist unabhängig vom verwendeten Kraftstoff. Die zuvor in Abbildung 5.13 sowie in Abbildung 5.14 dargestellten Unterschiede zwischen den Kraftstoffen finden sich auch bei Variation von  $\lambda$  wieder.

## 5.2.2 Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme

Die in Unterkapitel 4.3 gezeigten Ergebnisse lassen ein stark unterschiedliches Ausbreitungsverhalten der Flamme im Vergleich der drei Kraftstoffe erwarten. Durch die vergleichsweise heterogene Verteilung des Luft-Kraftstoff-Gemisches über der Dauer der untersuchten Zyklen ergibt sich für die beiden Alkohole eine unstetere Ausgangssituation für den Zündvorgang und die nachfolgende Ausbreitung der Flammenfront von der Zündkerze durch den Brennraum. Ein Vergleich über mehrere Zyklen soll Aufschluss über die Aufenthaltswahrscheinlichkeit und darüber hinaus auch über das Ausbreitungsverhalten der Flamme im Brennraum geben. Die Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme im Brennraum wird durch Addition der einzelnen Flammenflächen aller aufgenommenen Zyklen und anschließender Normierung bestimmt.



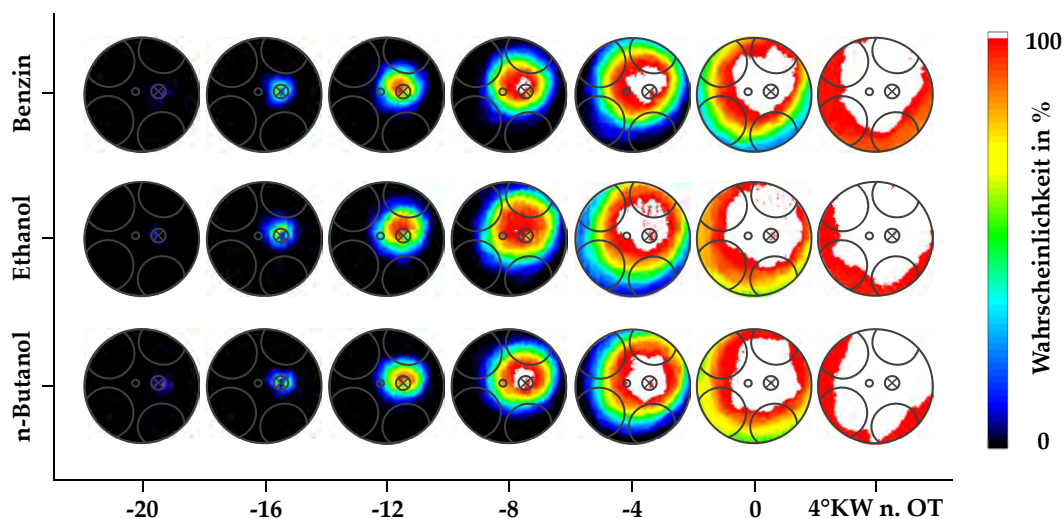
**Abbildung 5.17:** Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme unter Referenzbedingungen (neutral,  $\lambda = 1,0$ )

Abbildung 5.17 zeigt die Wahrscheinlichkeit des Aufenthalts bei neutraler Brennraumströmung und stöchiometrischem Gemisch ( $\lambda = 1,0$ ) für ausgewählte Zeitpunkte der Verbrennung. Eine kraftstoffabhängige Vorzugsrichtung bei neutraler Ladungsbewegung lässt sich anhand der Ergebnisse nicht ausmachen. Zwar geht der Trend der Flammenausbreitung bei Benzin eher weg vom Isolatorfuß der Zündkerze in Richtung der unteren Grenze des einsehbaren Bereichs (vgl. dazu auch Abbildung 3.3), doch zeigen alle Kraftstoffe eine überwiegend vergleichbare Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme. Von der Zündkerze ausgehend erstreckt sich das von der Flamme erfasste Gebiet zunächst mit konzentrisch wachsender Ausdehnung und leichter Tendenz zum in der Darstellung unten positionierten Bereich des Brennraums. Im weiteren Verlauf hat sich eine inzwischen ovale Fläche maximaler Aufenthaltswahrscheinlichkeit zwi-

schen den Auslassventilen ausgebildet. Die Ausdehnung dieses Bereichs korreliert mit dem zeitlichen Verlauf der Flammenflächenentwicklung der drei Kraftstoffe (vgl. Abbildung 5.15).

Den größten Einfluss auf die Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme lässt die Art der Ladungsbewegung erwarten. Wie die Ergebnisse in Abschnitt 4.3.2 zeigen, kann mit einer gezielten Beeinflussung der Brennraumströmung die Reproduzierbarkeit der Gemischbildung positiv verändert werden. Somit steigt auch die Wahrscheinlichkeit einer gleichmäßigeren Verbrennung über die Zyklen.

In Abbildung 5.18 zeigen die Ergebnisse bei Drall eine Verlagerung der Flächen hoher Aufenthaltswahrscheinlichkeit gemäß Drehrichtung des Drallwirbels. Der Drall bewegt sich in der gezeigten Projektion des Brennraums entgegen dem Uhrzeigersinn. Unabhängig vom verwendeten Kraftstoff wird die Flamme in Richtung der vom Betrachter aus gesehen oberen Brennraumwand geweht.



**Abbildung 5.18:** Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme bei Drall-Strömung

Beim Tumble ist der Einfluss der gerichteten Brennraumströmung ebenfalls deutlich erkennbar. Wie Abbildung 5.19 verdeutlicht, kommt es im Laufe der Verbrennung zu einer Konzentration der Flammenausdehnung und folglich erhöhter Aufenthaltswahrscheinlichkeit innerhalb der zentral im Brennraum entstandenen Luftwalze, die ihrerseits charakteristisch für den Tumble ist. Die Flammen der einzelnen Zyklen sind in einem länglichen Bereich auf Höhe der Zündkerze konzentriert.

Durch Variation des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses lassen sich indes keine kraftstoffbedingten Unterschiede in der Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme feststellen. Sowohl die Ergebnisse für den fetten Betrieb bei  $\lambda = 0,8$  in Abbildung 5.20 als auch die in



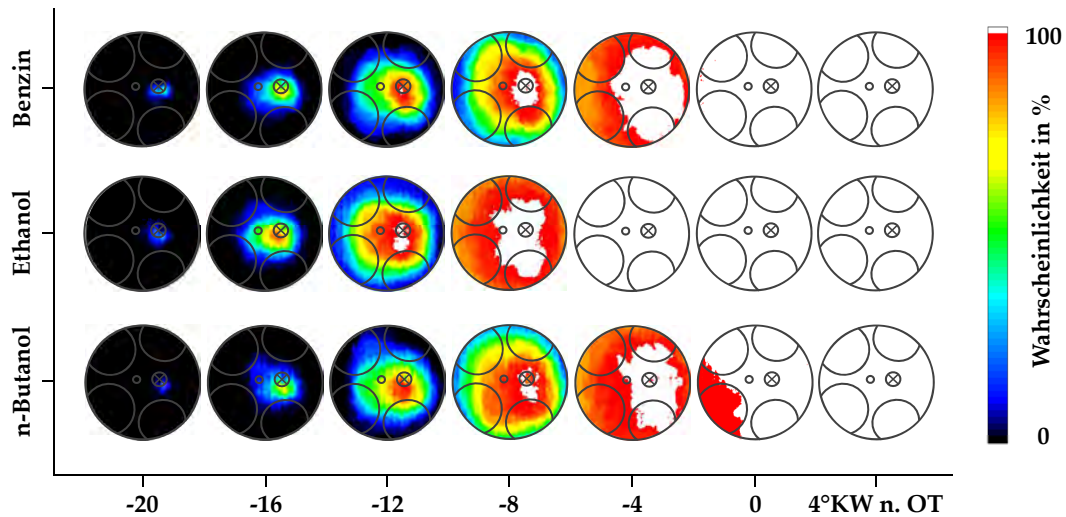


Abbildung 5.19: Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme bei Tumble-Strömung

Abbildung 5.21 dargestellten Ergebnisse für den mageren Betrieb bei  $\lambda = 1,2$  zeigen keinerlei Auffälligkeiten als Funktion des Kraftstoffs. Die Aufenthaltswahrscheinlichkeit ist einzig vom Einfluss der Gemischzusammensetzung auf die Brenngeschwindigkeit geprägt und variiert somit in ihrer zeitlichen Entwicklung. Dies geschieht jedoch für alle drei Kraftstoffe in gleichem Umfang und Ausmaß.

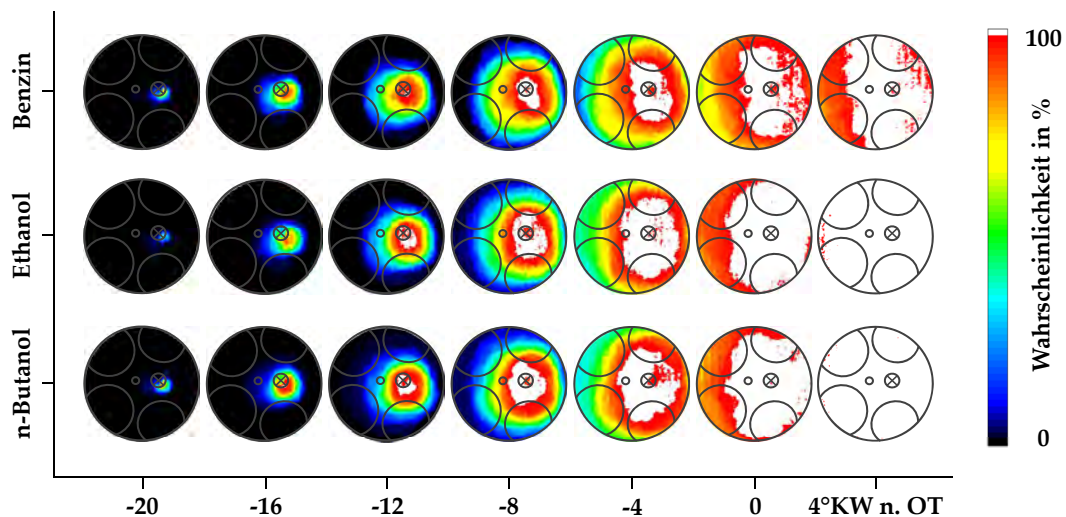


Abbildung 5.20: Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme bei fettem Gemisch ( $\lambda = 0,8$ )

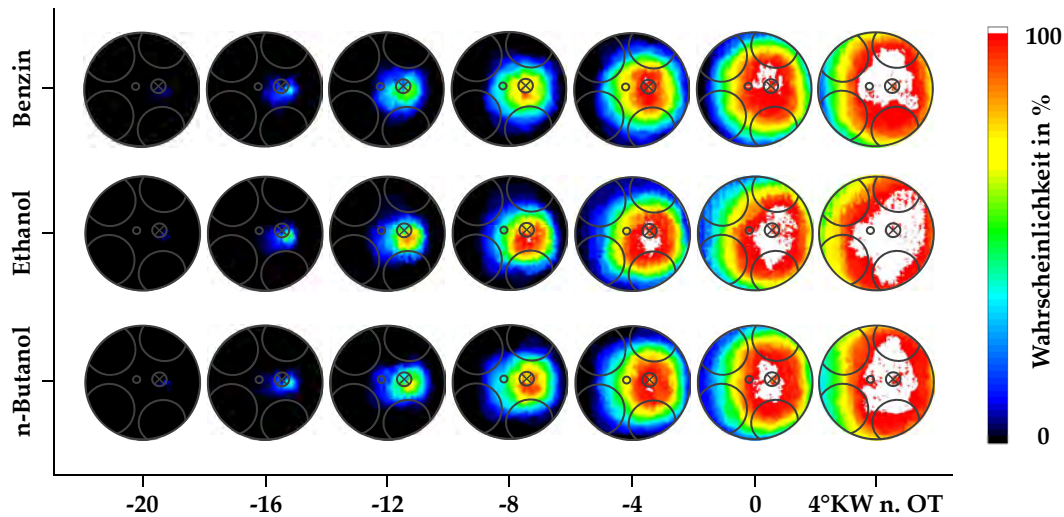


Abbildung 5.21: Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme bei magerem Gemisch ( $\lambda = 1,2$ )

### 5.3 Anhebung des Verdichtungsverhältnisses

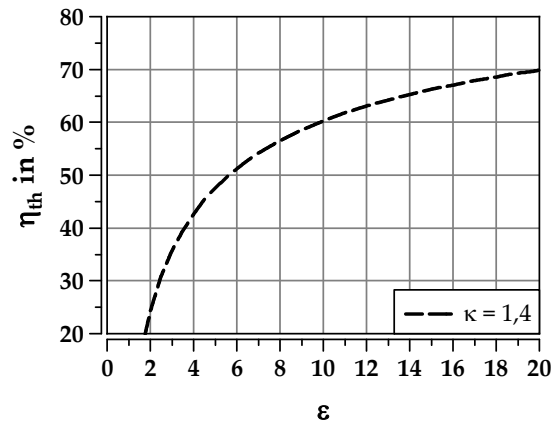
Ein Weg, die Effizienz des Ottomotors zu steigern, kann die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  sein. Dies verdeutlicht sich bei Betrachtung der Gleichung 5.2, die sich aus dem idealen Gleichraumprozess ableiten lässt. Danach kann der thermische Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  gesteigert werden.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (5.2)$$

Allerdings unterliegt dieser Anstieg der Effizienz mit steigender Verdichtung  $\epsilon$  einer Sättigung, sodass das theoretisch mögliche Steigerungspotenzial immer geringer wird (vgl. Abbildung 5.22). In der Praxis ist diese theoretische Wirkungsgradsteigerung zudem durch steigende Wandwärmeverluste und durch die Häufung von motorschädigenden Klopfereignissen limitiert. So wird das Verdichtungsverhältnis heutiger Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung meist auf  $\epsilon = 10,5$  bei Saugmotoren bzw.  $\epsilon = 9,5$  bei aufgeladenen Motoren begrenzt [17].

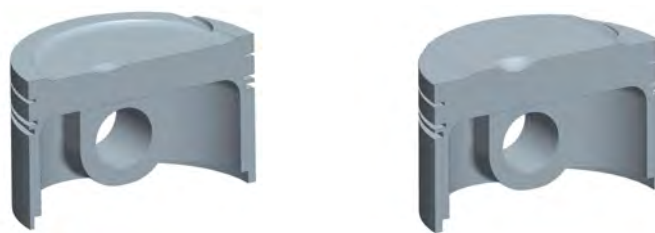
Durch den Fortschritt in der Benzindirekteinspritzung ist es jedoch möglich, unter Ausnutzung der ladungskühlenden Effekte im Brennraum bei direkter Kraftstoffeinspritzung die bisherige Limitierung im  $\epsilon$  anzuheben. Daraus resultieren gemäß der Gleichung 5.2 theoretische Wirkungsgradverbesserungen von 7...8% bei Anhebung des Verdichtungsverhältnisses um drei Größeneinheiten. Die Realisierung eines sol-

chen Motors wird in [155] vorgestellt. Im Vergleich zur Basis mit Saugrohrenspritzung und einer Kompression von  $\epsilon = 10,7$  resultiert bei diesem Konzept durch die Direkteinspritzung bei gleichzeitiger Anhebung des Verdichtungsverhältnisses auf  $\epsilon = 12,2$  ein theoretischer Wirkungsgradvorteil von  $\Delta\eta_{th} = 3\%$ .



**Abbildung 5.22:** Thermischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses als Funktion der Verdichtung

Bei der Verwendung von Alkoholen als Kraftstoff können zwei Eigenschaften ihren Beitrag zu einer Ausweitung der bisherigen Grenzen der Kompressionsanhebung leisten. Durch die sehr hohe Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  sowie die beim Ethanol deutlich höhere Klopfestigkeit gegenüber konventionellem Benzin sind selbst in Kennfeldbereichen höherer Last Zündzeitpunkte für optimale Schwerpunktlagen der Verbrennung denkbar. Um diese aus den Stoffeigenschaften abgeleiteten Vorteile im Motorversuch zu validieren, werden an dem in Unterkapitel 3.2 beschriebenen Einzylindermotor Versuche zur Anhebung des Verdichtungsverhältnisses und deren Auswirkung auf den Wirkungsgrad der Verbrennung durchgeführt.



**Abbildung 5.23:** Schnittdarstellung der verwendeten Kolbengeometrien:  $\epsilon = 10,5$  (links) und  $\epsilon = 12,5$  (rechts)

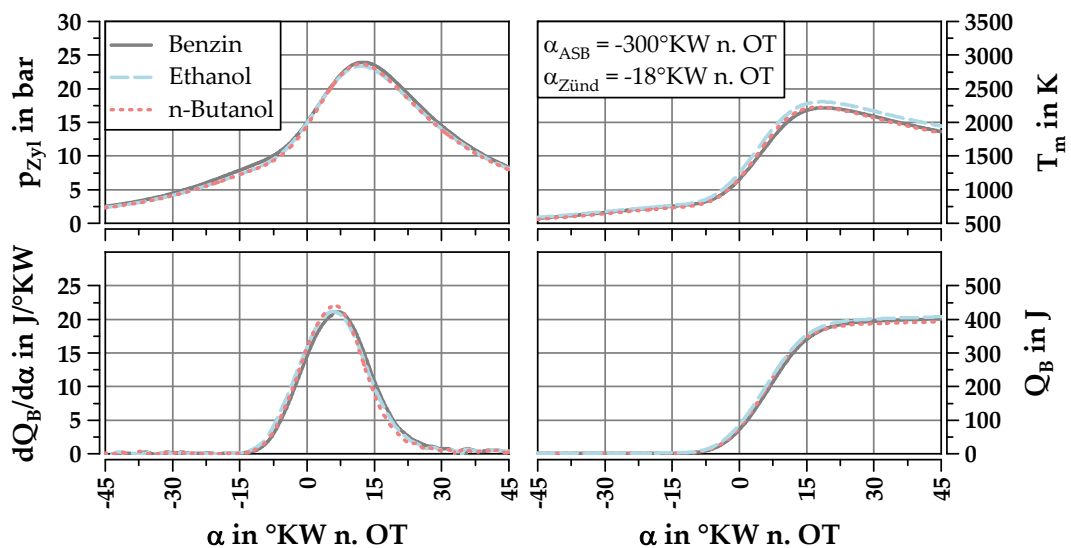
Diese Versuche beinhalten als zentralen Aspekt den direkten Vergleich zwischen dem geometrischen Verdichtungsverhältnis  $\epsilon = 10,5$  und  $\epsilon = 12,5$ . Die Erhöhung der Kompression erfolgt durch eine Änderung der Kolbengeometrie. Bei den verwendeten Kolben handelt es sich in beiden Fällen um Flachkolben, die lediglich eine kleine Mulde



für die Zündkerzenelektrode sowie Ventiltaschen aufweisen (vgl. Abbildung 5.23). Das höhere Verdichtungsverhältnis wird über eine höhere Kolbenkrone realisiert.

### 5.3.1 Unterschiede in der Verbrennung bei angehobenem Verdichtungsverhältnis

Im ersten Schritt erfolgt erneut die Betrachtung der Verbrennung unter allgemeinen Gesichtspunkten, wie auch schon in Abschnitt 5.1.1, diesmal jedoch bei einem erhöhten Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 12,5$ . Bei einer Drehzahl von  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  sind im Betriebspunkt unterer Teillast ( $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ ) und stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnis ( $\lambda = 1$ ) quasi keine Unterschiede feststellbar, wie Abbildung 5.24 zeigt. Der Zündwinkel ist für alle Kraftstoffe gleichgestellt bei  $\alpha_{\text{Zünd}} = -18^\circ \text{KW n. OT}$ . Der Verbrennungsschwerpunkt liegt bei ca.  $\alpha_{\text{MFB50}} \approx 8^\circ \text{KW n. OT}$ , was in etwa der optimalen Schwerpunktlage entspricht. Durch die höhere Kompression hat sich offenbar eine Verbesserung der Verbrennungsbedingungen für das Benzin ergeben, sodass in den Umsatzgeschwindigkeiten keinerlei Unterschiede mehr festgestellt werden können (vgl. dazu Abschnitt 5.1.1).



**Abbildung 5.24:** Verlauf von Zylinderdruck, Massenmitteltemperatur und Wärmefreisetzung im Homogenbetrieb bei unterer Teillast und angehobenem  $\epsilon$

Bei hoher Last ( $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ ) liegen im untersuchten Betriebspunkt bei  $\lambda = 1$  nur Daten für Ethanol und Benzin vor, welche die Voraussetzung eines gleichgestellten Zündwinkels  $\alpha_{\text{Zünd}}$  erfüllen. Da es unter diesen Randbedingungen keinen gemeinsamen Zündwinkel für alle drei untersuchten Kraftstoffe gibt, fehlen in dem in Abbildung 5.25 gezeigten Vergleich die Daten von n-Butanol.

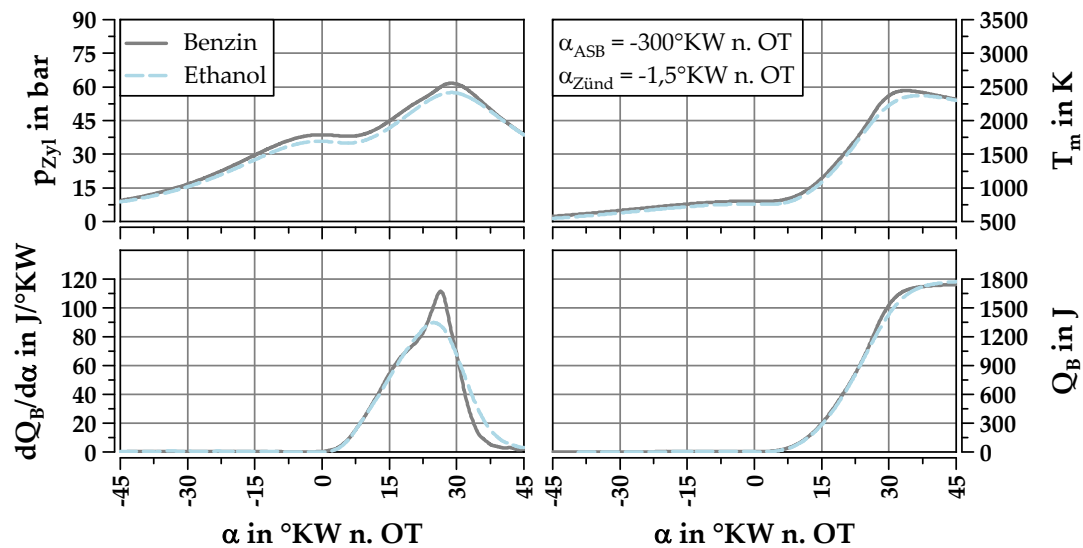


Abbildung 5.25: Verlauf von Zylinderdruck, Massenmitteltemperatur und Wärmefreisetzung im Homogenbetrieb bei hoher Last und angehobenem  $\epsilon$

Für die Verbrennung von Ethanol lässt sich eine Überlagerung der bereits bei konventionellem  $\epsilon$  festgestellten Effekte feststellen. Zunächst wird durch die erhöhte Einspritzmasse des Alkohols die Zylinderladung heruntergekühlt, was sich auf den Kompressionsenddruck auswirkt. Dieser liegt bei Ethanol leicht unterhalb des Wertes bei Benzin. Die niedrigeren Temperaturen im Brennraum führen zu einer Verlangsamung der Brenngeschwindigkeit, ohne jedoch unter den Wert des Benzins zu sinken. Während die Umsetzung der beiden Kraftstoffe zunächst also ähnlich schnell verläuft, kommt es im weiteren Verlauf zu einem rapiden Anstieg in der Brennrate bei Benzin. Dies wird durch die klopfende Verbrennung mit einhergehendem schlagartigen Umsatz des Kraftstoffs hervorgerufen, der bei Benzin und eingestelltem Zündwinkel beobachtet werden kann. Durch den Anstieg von Druck und Temperatur im Brennraum werden die Selbstzündungsmechanismen des Luft-Kraftstoff-Gemisches aktiviert und es entstehen weitere Zündquellen abseits der eigentlichen Flammenfront.

### 5.3.2 Verbrennung und Emissionen innerhalb eines Lastschnitts bei angehobenem Verdichtungsverhältnis

Wie sich eine Anhebung der Kompression unabhängig vom frühestmöglichen  $\alpha_{\text{Zünd}}$  auf die Verbrennung und die Emissionen auswirkt, soll im Folgenden anhand eines Lastschnitts bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  aufgezeigt werden. Die in Abbildung 5.26 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass mit Benzin nur bis zu einer Last von  $p_{\text{mi}} = 18 \text{ bar}$  gefahren werden kann.

### 5.3 Anhebung des Verdichtungsverhältnisses

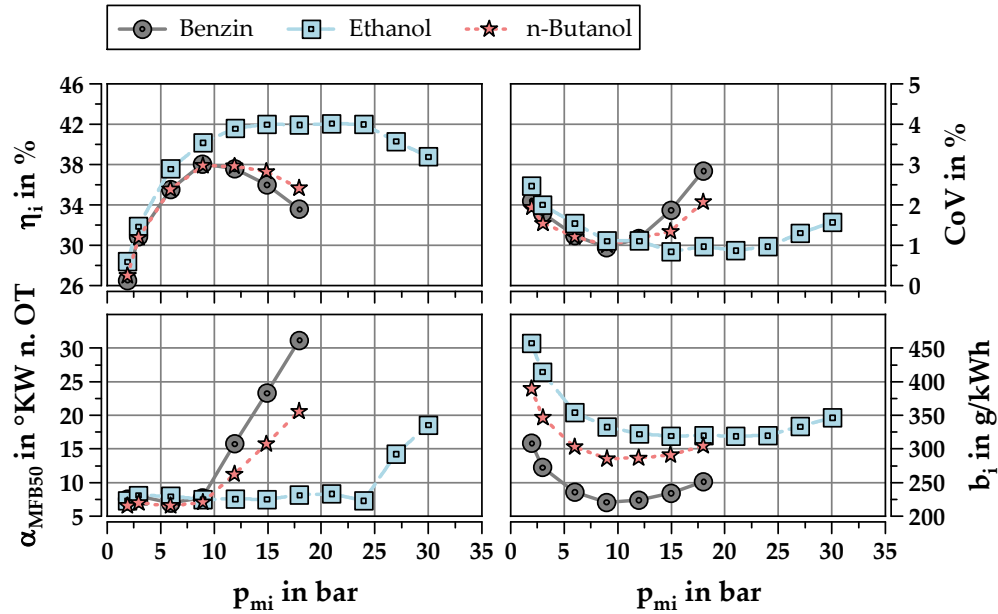


Abbildung 5.26: Verbrennungsgüte im Homogenbetrieb bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und angehobenem Verdichtungsverhältnis

Die Ursache hierfür zeigen die Randbedingungen in Abbildung 5.27. Bei höheren Lasten steigt die Klopfintensität KI immer stärker an. Der Zündwinkel  $\alpha_{Zünd}$  kann jedoch aufgrund der hohen Abgastemperatur  $T_{Abg}$  nicht weiter spätverstellt werden.

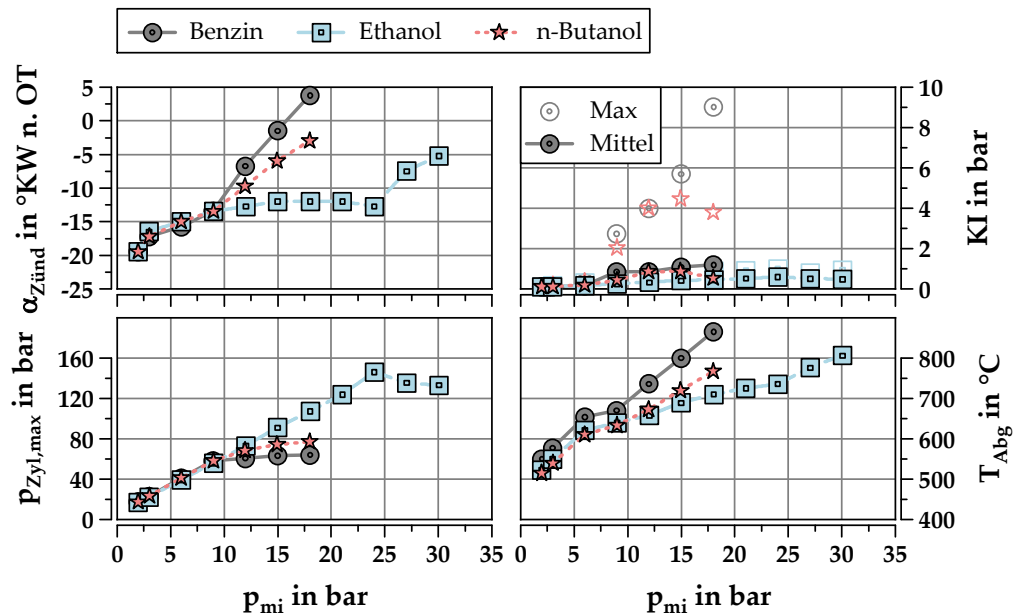
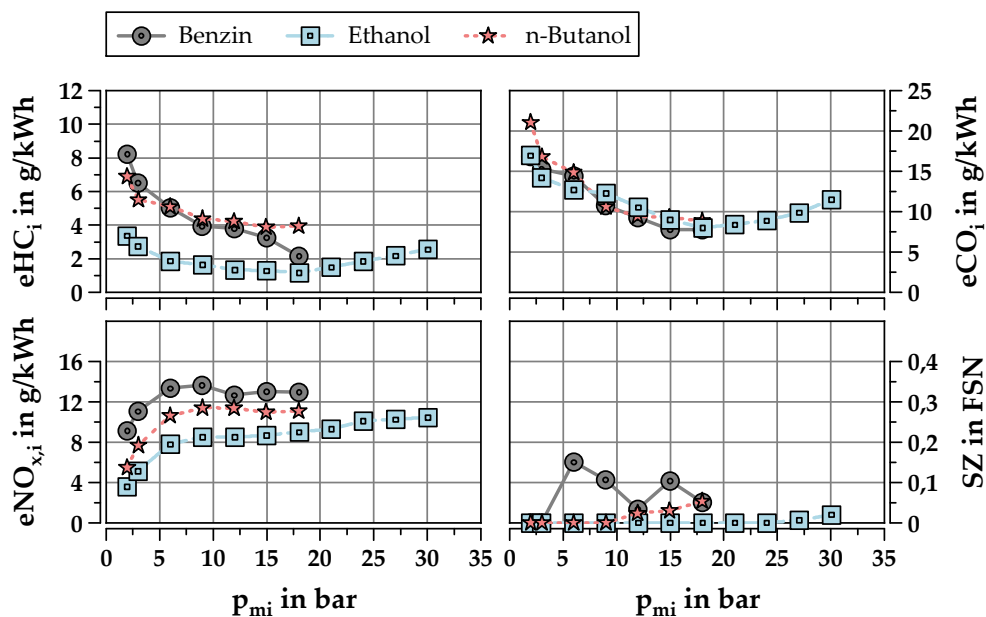


Abbildung 5.27: Randbedingungen des Lastschnitts bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und angehobenem Verdichtungsverhältnis

Durch die resultierende sehr späte Schwerpunktlage der Verbrennung nimmt der induzierte Wirkungsgrad  $\eta_i$  mit Einsetzen der Spätverstellung von  $\alpha_{Zünd}$  und steigender

Last immer weiter ab. Ethanol hingegen zeigt sich von den Randbedingungen unbeeindruckt und lässt sich bis zu einer Last von  $p_{mi} = 30$  bar nahezu schwerpunktoptimal verbrennen. Lediglich ab indizierten Mitteldrücken oberhalb  $p_{mi} > 24$  bar muss der Zündwinkel aus Gründen des Bauteilschutzes zurückgenommen werden. Hier liegt der Zylinderspitzendruck im Bereich des maximal zulässigen Wertes. Aufgrund der guten Schwerpunktlage  $\alpha_{MFB50}$  ergibt sich bei vollständig geöffneter Drosselklappe ein indizierter Wirkungsgrad von  $\eta_i = 42\%$ . n-Butanol zeigt ein ähnliches Verhalten wie Benzin, was mit der angegebenen Oktanzahl von  $ROZ = 98$  korreliert. Dennoch gibt es geringfügige Vorteile bezüglich der fahrbaren Schwerpunktlage, da der Alkohol hier etwas unempfindlicher in der Klopfneigung reagiert. Alles in allem lassen sich bei angehobenem Verdichtungsverhältnis die gleichen Effekte wie schon bei  $\epsilon = 10,5$  beobachten. Die Abgastemperatur  $T_{Abg}$  ist bei den Alkoholen niedriger, unabhängig vom gewählten Zündwinkel. Bei hohen Lasten wirkt sich bei n-Butanol und insbesondere bei Benzin die erforderliche Spätverstellung des Zündwinkels auf  $T_{Abg}$  aus.



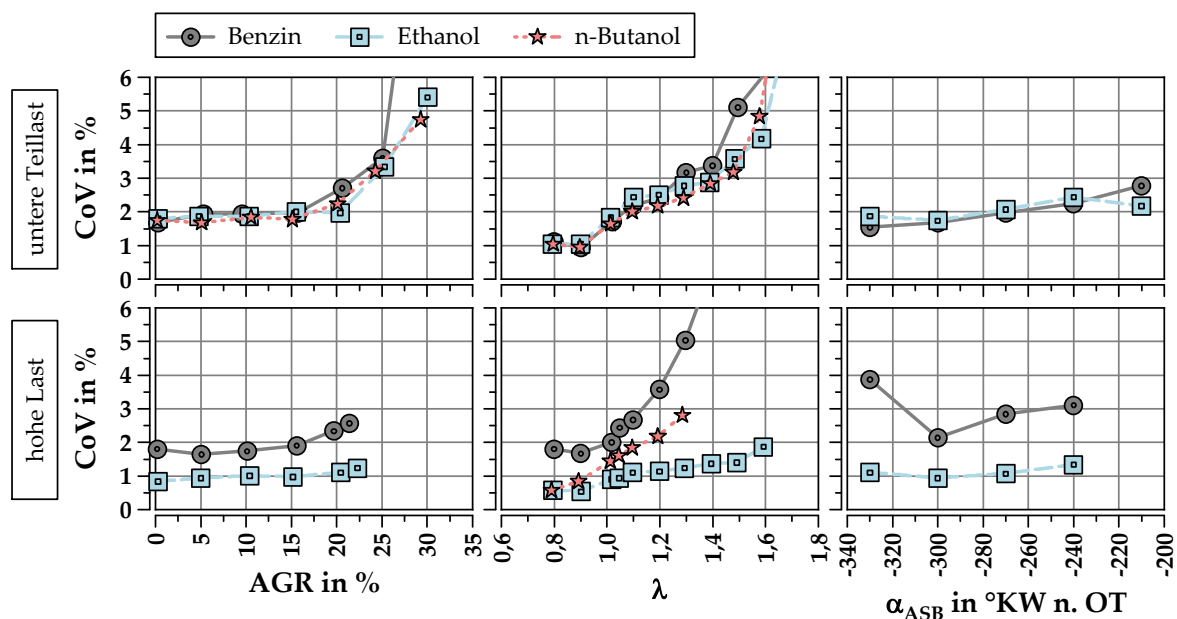
**Abbildung 5.28:** Emissionen des Lastschnitts bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und angehobenem Verdichtungsverhältnis

Im Vergleich zum  $\epsilon = 10,5$  liegen die HC-Emissionen für alle drei Kraftstoffe auf einem höheren Niveau im Bereich unterer Last, wie Abbildung 5.28 zeigt. Ethanol hat hier einen ähnlichen Verlauf (sog. „Badewanne“) über der Last wie n-Butanol bei einer Kompression von  $\epsilon = 10,5$  (vgl. dazu Abbildung 5.7). Zunächst kann eine Reduktion durch die Entdrosselung beobachtet werden, ehe sich wieder ein leichter Anstieg im Verlauf der Lastanhebung bemerkbar macht. Die Reduktion ist mit Benzin am stärksten ausgeprägt. Bei den CO-Emissionen kann keine signifikante Veränderung als Folge

der Kompressionsanhebung beobachtet werden. Lediglich Ethanol zeigt hier im Gegensatz zu den Versuchen bei niedrigem  $\epsilon$  einen leichten Anstieg im CO bei hohen Lasten ( $p_{mi} > 18 \text{ bar}$ ). Hingegen herrscht bei  $\text{NO}_x$  das gleiche Bild wie schon bei der Referenzmessung. Auch bei der Schwärzungszahl ist keine Veränderung als Konsequenz der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses auszumachen. Bei Benzin gibt es eine geringe Schwärzung im angedrosselten Betrieb. Ansonsten verbrennt alles rußfrei. n-Butanol deutet einen Anstieg an, kann aber aufgrund der kraftstoffspezifischen Vollast nicht in die kritischen Bereiche gelangen, die bei  $\epsilon = 10,5$  identifiziert werden.

### 5.3.3 Einfluss von AGR, Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Ansteuerbeginn auf die Verbrennung bei angehobenem Verdichtungsverhältnis

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Parameterstudie gezeigt, wie sie bereits in Abschnitt 5.1.3 für die niedrigere Kompression durchgeführt wurde. Auch hier werden für das angehobene Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 12,5$  die Parameter AGR,  $\lambda$  und  $\alpha_{ASB}$  variiert, um die Grenzen einer stabilen Verbrennung auszuloten.



**Abbildung 5.29:** Fahrbarkeit als Funktion von AGR,  $\lambda$  und Ansteuerbeginn bei angehobenem Verdichtungsverhältnis

Abbildung 5.29 zeigt zunächst die Ergebnisse der Parametervariation in Bezug auf die Laufruhe, ausgedrückt über CoV. Bei unterer Teillast ist im Vergleich zum niedrigeren  $\epsilon$  (vgl. Abbildung 5.8) kein nennenswerter Unterschied als Folge der Kompressi-

onsanhebung feststellbar. Die AGR-Verträglichkeit ist nahezu unverändert und lässt Rückföhrraten in Größenordnungen um  $AGR = 25\%$  zu. Bei mehr rückgeföhrtem Abgas nimmt die Stabilität der Verbrennung mit allen drei Kraftstoffen rapide ab. Ebenso sind bei unterer Teillast keine Unterschiede in der Abmagerföhmigkeit zu erkennen. Die Laufgrenze ist bei allen untersuchten Kraftstoffen bei  $\lambda = 1,6$  erreicht. Auch in der Entwicklung zeigen die Verläufe des CoV für die Kraftstoffe über der Variation von  $\lambda$  ein gleiches Bild. Der Ansteuerbeginn  $\alpha_{ASB}$  hat bei unterer Last im variierten Bereich keinen Einfluss auf die Stabilität der Verbrennung. In Bezug auf Benzin und Ethanol bestätigt dies die Ergebnisse aus den Untersuchungen in Abschnitt 5.1.3.

Bei hoher Last scheint die Stabilität der Verbrennung von Benzin gegenüber Ethanol etwas abgenommen zu haben. Jedoch ist die Änderung im CoV im Fall der Restgasvariation bei Benzin mit steigender AGR nahezu gleich wie für Ethanol. Der Niveauunterschied resultiert aus den unterschiedlichen Zündwinkeln. In diesen Variationen ist der Zündwinkel  $\alpha_{Zünd}$  nicht gleichgestellt. Die Einstellung von  $\alpha_{Zünd}$  erfolgt so, dass das maximal mögliche Moment aus der Verbrennung resultiert. Sowohl bei Benzin als auch bei Ethanol ist zum Ende der Variation bei hoher Last das AGR-Ventil voll geöffnet. Bei dem zu Beginn der Untersuchungen festgelegten konstanten Spölgefölle von  $\Delta p = p_s - p_{Abg} = -100$  mbar kann jedoch nicht mehr Abgas zurückgeföhrt werden, sodass es zu einer maximalen AGR-Rate bei dennoch akzeptablen CoV-Werten kommt.

Die Abmagerföhmigkeit bei hoher Last ist infolge der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses bei Benzin deutlich eingeschränkt. Konnte bei  $\epsilon = 10,5$  noch stabil bis zu einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,6$  gefahren werden, nehmen bei angehobenem  $\epsilon$  die Schwankungen bereits bei  $\lambda = 1,2$  stark zu und erreichen unmittelbar danach inakzeptable Werte. Auch n-Butanol zeigt hier eine deutlich abnehmende Stabilität in der Verbrennung. Ethanol hingegen ist bis zu einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda = 1,6$  recht stabil. Der Betriebspunkt bei  $\lambda = 1,7$  kann jedoch auch hier nicht gefahren werden, da das CoV schlagartig ansteigt.

Abbildung 5.30 zeigt die Emissionsergebnisse für die Variation der AGR bei angehobenem  $\epsilon$ . Im Vergleich zu  $\epsilon = 10,5$  ist bei HC ein leicht erhöhtes Niveau bei allen Kraftstoffen festzustellen (vgl. dazu Abbildung 5.9). Die Konzentration steigt mit der AGR-Rate an, wobei n-Butanol auf nahezu gleichem Niveau liegt wie Benzin. Bei den CO-Emissionen zeigen alle Kraftstoffe ein unverändertes Verhalten im Verlauf der AGR-Variation bei einem leicht niedrigeren Niveau als noch vor der Anhebung der Kompression. Im Verlauf der  $NO_x$ -Emissionen ist neben einer leicht erhöhten Ausgangslage der gleiche Gradient zu beobachten, der schon bei  $\epsilon = 10,5$  festgestellt wurde. Die Tatsache, dass hier keine Schwärzung messbar ist, liegt offensichtlich an verbesserten Oxi-

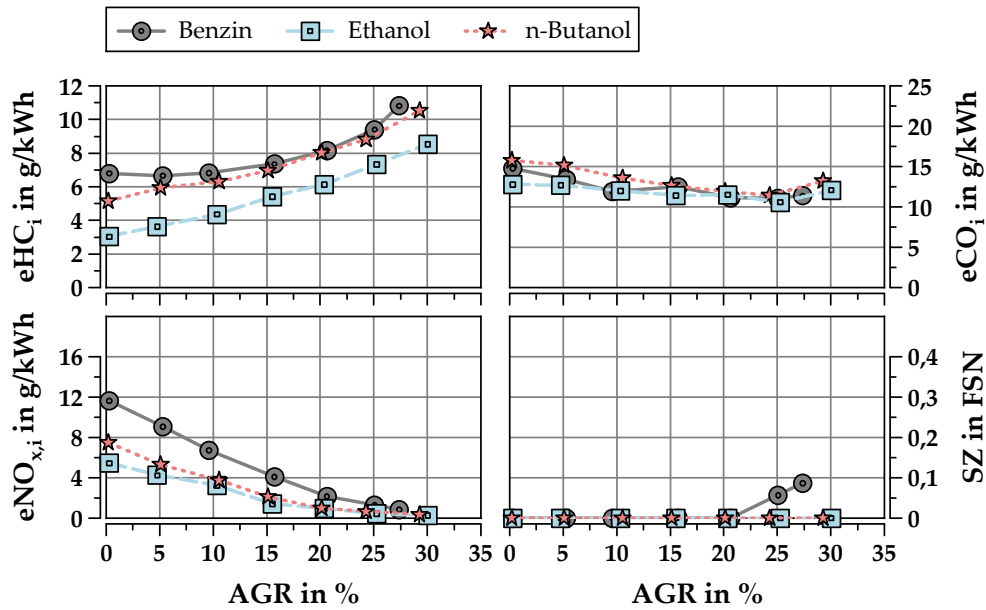


Abbildung 5.30: Variation der Abgasrückführrate bei niedriger Teillast und angehobenem Verdichtungsverhältnis

dationsbedingungen. Diese Beobachtung passt zu dem Verlauf bzw. der Veränderung der CO-Emissionen gegenüber  $\epsilon = 10,5$ . Einzig für Benzin ist bei hohen AGR-Raten eine geringfügige Konzentration an Ruß im Abgas auszumachen.

Die Auswertung der AGR-Variation bei hoher Last und  $\epsilon = 12,5$  liefert keine neuen Erkenntnisse. Die Anhebung der Kompression bewirkt keine zusätzliche Veränderung der Emissionsverläufe. Alle Kraftstoffe zeigen das gleiche Verhalten, welches schon in Abbildung 5.10 bzw. in der Betrachtung des Lastschnitts (vgl. Abbildung 5.28) beobachtet werden kann. Die Ergebnisse sind im Abschnitt F.2 des Anhangs in der Abbildung F.4 zu finden. Gleiches gilt für die Ergebnisse der  $\lambda$ -Variation sowie die der Variation des  $\alpha_{ASB}$  (Abbildung F.5 bis Abbildung F.8).

So lässt sich festhalten, dass durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses keine unmittelbaren Änderungen in der Verbrennungsstabilität bei Variation der untersuchten Parameter hervorgerufen werden. Einzig die Abmagerfähigkeit von Benzin und n-Butanol ist stark eingeschränkt. Dies erklärt, dass dennoch ein kausaler Zusammenhang zwischen dem  $\epsilon$  und Änderungen im CoV besteht. Dieser lässt sich auf die veränderte Schwerpunktlage der Verbrennung zurückführen, welche bedingt durch die Verschiebung der Klopfgrenze meist später erreicht wird, da die Zündung zu einem späteren Zeitpunkt erfolgen muss. Die späte Schwerpunktlage wirkt sich nachteilig auf die Stabilität der Verbrennung aus, insbesondere bei mageren Bedingungen. In Bezug auf eine Veränderung der Emissionen kann infolge der Kompressionsanhebung

keine explizit auf die Parameter bezogene Veränderung festgestellt werden. Die leichten Erhöhungen bei HC und NO<sub>x</sub> können auch im Lastschnitt beobachtet werden, wo die hier variierten Parameter Standardwerte einnehmen. Ansonsten ist das Verhalten identisch mit jenem bei konventionellem  $\epsilon$ .

### 5.4 Wirkungsgradvorteil durch Alternativkraftstoff und Anhebung der Kompression

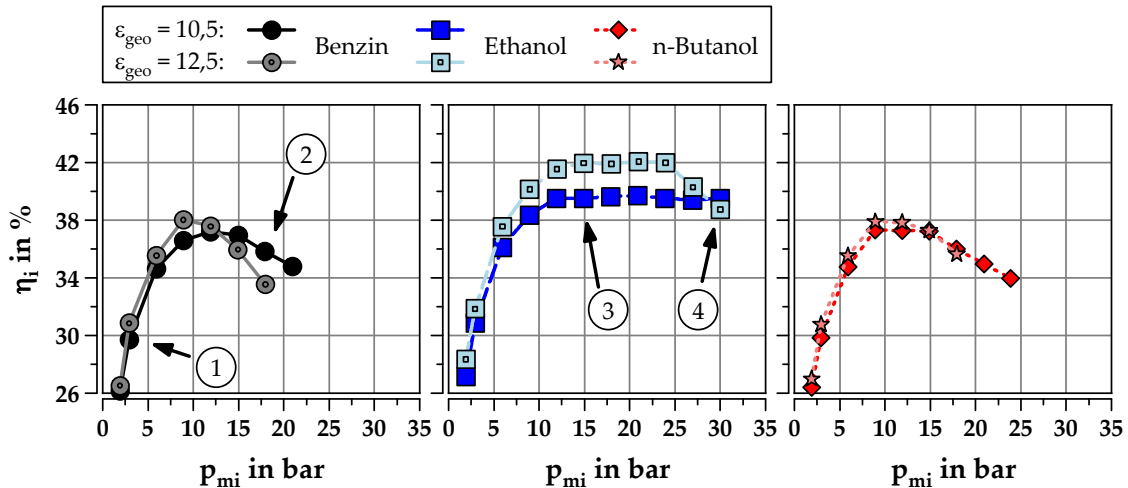
Die im vorherigen Abschnitt aufgezeigten Unterschiede im indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  sollen nun direkt auf den Wechsel des Kraftstoffs bzw. auf die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses zurückgeführt werden. Zu diesem Zweck wird eine Verlustteilung nach [157] durchgeführt, wie sie in Abschnitt 3.2.7 erläutert ist, und die einzelnen Maßnahmen werden in vier verschiedenen Konstellationen miteinander verglichen.

Im ersten angestellten Vergleich erfolgt die Wirkungsgradsteigerung allein durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses. Der indizierte Wirkungsgrad  $\eta_i$  wird zunächst nur für jeden der drei untersuchten Kraftstoffe isoliert betrachtet, wie die in Abbildung 5.31 dargestellten Verläufe des realisierbaren indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  im untersuchten Lastschnitt bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  zeigen. Die Zahlen markieren ausgewählte Lastpunkte, für die in Abbildung 5.32 die Ergebnisse der durchgeführten Verlustteilung dargestellt sind. Dort sind die in den Mitteldruck umgerechneten Einzelverluste  $\Delta p_{mi}$  der ausgewählten Betriebspunkte aufgetragen. Die Verluste durch das thermodynamische Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_{\text{therm}}$  und die reale Ladung sind der Übersicht halber zusammengefasst dargestellt. Das gleiche gilt für die Verluste durch Expansion, Kompression und idealen Ladungswechsel.

Es zeigt sich, dass eine anhand von Gleichung 5.2 hergeleitete theoretisch mögliche Wirkungsgradsteigerung von  $\Delta\eta_{\text{th}} = 4,3 \%$  (mit  $\kappa = 1,4$ ) als Folge der durchgeführten Anhebung der Kompression nicht erreicht wird. Im Fall von Benzin liegt die maximale Wirkungsgradverbesserung bei  $\Delta\eta_i = 3,8 \%$ . Dieser Zugewinn erfolgt hauptsächlich in Lastbereichen, in denen die Drosselklappe noch angestellt ist. Hier sind jedoch die Verlustanteile durch die Ladungswechselarbeit ungleich höher, wie Diagramm ① in Abbildung 5.32 illustriert. Die Ursache hierfür ist der angedrosselte Betrieb des Motors. Im Verlauf der Lastanhebung wird der Zugewinn im Wirkungsgrad immer mehr durch einen abseits des optimalen weil spät liegenden  $\alpha_{\text{MFB50}}$  aufgezehrt (vgl. Diagramm ② in Abbildung 5.32). Zwar nehmen die Ladungswechselverluste dank des



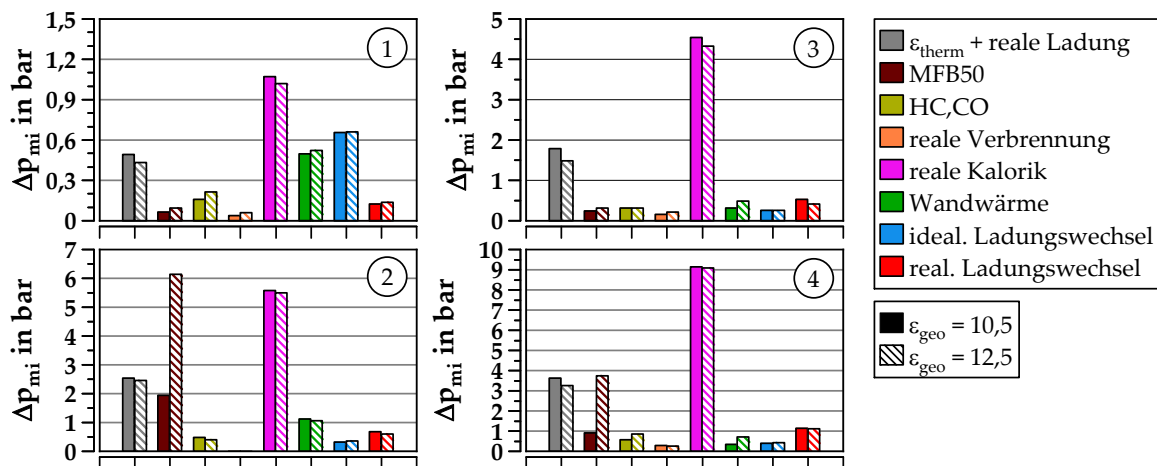
## 5.4 Wirkungsgradvorteil durch Alternativkraftstoff und Anhebung der Kompression



**Abbildung 5.31:** Auswirkung des höheren Verdichtungsverhältnisses auf den indizierten Wirkungsgrad bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

nun aufgeladenen Betriebs ab. Doch eine Spätverstellung von  $\alpha_{\text{Zünd}}$  wird durch die zunehmenden Klopfereignisse, welche mit der Anhebung des  $\epsilon$  und den dies begünstigenden Randbedingungen einhergehen, notwendig.

Ein ähnliches Bild zeichnet sich für n-Butanol ab, wenngleich der Alkohol bei hohen Lasten nicht so schnell zum Klopfen neigt wie Benzin. Dies wirkt sich auf die nicht ganz so spät erfolgenden Zündwinkel  $\alpha_{\text{Zünd}}$  respektive auf die Werte der Klopfintensität KI (vgl. Abbildung 5.27) aus. Aber auch n-Butanol kann kein großes Kapital aus der Anhebung der Kompression schlagen.

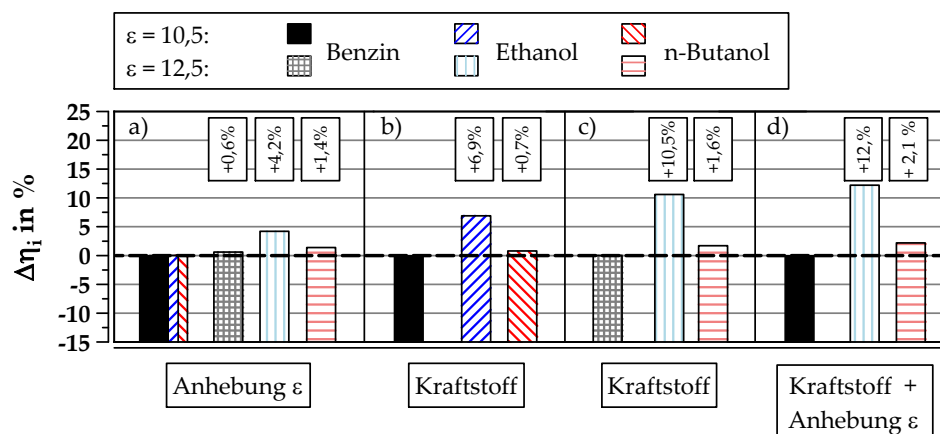


**Abbildung 5.32:** Innermotorische Verlustteilung in ausgewählten Betriebspunkten

Den größten Zugewinn erreicht an dieser Stelle Ethanol. Hier sind betriebspunktabhängige Wirkungsgradsteigerungen bis zu  $\Delta\eta_i = 6 \%$  zu beobachten. Ethanol hat bei höheren Lasten verglichen mit den anderen Kraftstoffen weniger Verlustanteile im  $\alpha_{\text{MFB50}}$ ,

wie im Diagramm ③ in Abbildung 5.32 zu sehen ist. Erst bei sehr hohen Lasten (vgl. Diagramm ④ in Abbildung 5.32) muss auch hier eine Abweichung von der optimalen Schwerpunktlage in Kauf genommen werden, da sonst der maximal zulässige Zylinderspitzenndruck  $p_{Zyl,max}$  überschritten wird. Durch Spätverstellung der Verbrennung kann die Last zwar weiter angehoben werden, jedoch auf Kosten des Wirkungsgrades.

In den weiteren Vergleichen wird zunächst bei jeweils unverändertem Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon = 10,5$  bzw.  $\epsilon = 12,5$ ) die Veränderung des Wirkungsgrades  $\eta_i$  durch den Wechsel des Kraftstoffs betrachtet. Dabei wird die Änderung im indizierten Wirkungsgrad stets auf die Basis mit Benzin bei jeweiligem Verdichtungsverhältnis bezogen. Im letzten Vergleich erfolgt eine Kombination der Maßnahmen „Alternativkraftstoff“ und „Anhebung der Kompression“ mit Bezug auf den Wirkungsgrad von Benzin bei  $\epsilon = 10,5$ . Die Ergebnisse sind in der Übersicht in Abbildung 5.33 zusammengefasst. Angegeben ist jeweils die mittlere Veränderung im indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  über den untersuchten Lastschnitt, bezogen auf die jeweilige Referenz der entsprechenden Maßnahme.



**Abbildung 5.33:** Mittlere Wirkungsgradsteigerung der untersuchten Maßnahmen bezogen auf die jeweilige Referenz:

a)  $\epsilon = 10,5$  b) Benzin/ $\epsilon = 10,5$  c) Benzin/ $\epsilon = 12,5$  d) Benzin/ $\epsilon = 10,5$

Es zeigt sich, dass eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses in erster Linie bei Verwendung von Ethanol eine Steigerung des Wirkungsgrades ermöglicht. So kann bei Einsatz von Ethanol mit all seinen einhergehenden Auswirkungen auf die Verbrennung der indizierte Wirkungsgrad im untersuchten Lastschnitt gegenüber der Ethanolverbrennung bei  $\epsilon = 10,5$  um durchschnittlich  $\Delta\eta_i = 4,2\%$  angehoben werden. Bei Benzin und größtenteils auch bei n-Butanol wird der Vorteil der Kompressionsanhebung durch die Klopfneigung bei hohen Lasten und notwendiger Spätverstellung der Verbrennung nahezu nivelliert. Dieses Bild zeigen auch die Vergleiche, in

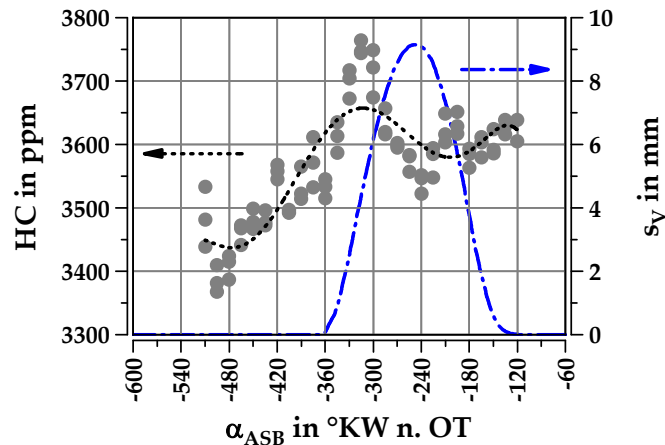
denen der Wirkungsgrad auf Benzin bezogen wird. Bei unverändertem Motor lässt sich mit Ethanol der Wirkungsgrad gegenüber Benzin im untersuchten Lastschnitt um durchschnittlich  $\Delta\eta_i = 6,9\%$  verbessern, bei angehobenem Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 12,5$  sogar um durchschnittlich  $\Delta\eta_i = 10,5\%$ . Bei n-Butanol hingegen fallen die Veränderungen mit  $\Delta\eta_i = 0,7\%$  bzw.  $1,6\%$  eher gering aus. Werden die Maßnahmen „Alternativkraftstoff“ und „Anhebung der Kompression“ kombiniert, ergibt sich für den Kraftstoff Ethanol bei  $\epsilon = 12,5$  sogar ein mittlerer Vorteil von  $\Delta\eta_i = 12,1\%$  gegenüber Benzin bei  $\epsilon = 10,5$ .

## 5.5 2-Tank-System

Wie die vorangegangenen Vergleiche in Bezug auf eine Steigerung des Wirkungsgrades zeigen, werden insbesondere bei Benzin die Vorteile einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses bei hohen Lasten durch die Abweichung von der optimalen Verbrennungsschwerpunktlage infolge klopfender Verbrennung aufgezehrt. Im folgenden Abschnitt soll daher unter den Randbedingungen des erhöhten Verdichtungsverhältnisses der Effekt einer bedarfsgerechten Zudosierung von klopffestem Kraftstoff über ein zusätzliches Einspritzsystem untersucht werden. Ziel ist es, Aufschluss darüber zu gewinnen, welche Strategie am ehesten geeignet ist, um die Klopfgrenze soweit zu verschieben, dass eine in Bezug auf den Wirkungsgrad sinnvolle Verbrennungslage realisiert werden kann. Dazu ist der in Kapitel 3 vorgestellte Einzylindermotor mit einem zweiten Einspritzsystem ausgestattet, welches eine Saugrohreinjection (engl.: *Port Fuel Injection*) (PFI) ermöglicht. In Kombination mit der standardmäßig vorhandenen DI sowie separater Kraftstofftanks wird somit ein 2-Tank-System für die sogenannte Betriebsart DPI (Direct & Port Fuel Injection) realisiert.

Im untersuchten Betriebspunkt bei hoher Last ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  /  $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ ) kommen zwei unterschiedliche Einspritzmuster der Direkteinspritzung zur Anwendung. Zum einen erfolgt die DI, wie schon bei den vorhergegangenen Untersuchungen während des Ansaugtaktes bei  $\alpha_{ASB} = -300^\circ \text{KW n. OT}$ , in den Ergebnissen gekennzeichnet als „HOM“. Das zweite untersuchte Muster der DI ist eine Einspritzung zu Beginn der Kompression, unmittelbar nachdem das Einlassventil geschlossen ist. Dieser sehr späte Zeitpunkt bei  $\alpha_{ASB} = -120^\circ \text{KW n. OT}$  wird gewählt, um den Einfluss der Verdampfungsenthalpie  $\Delta_v H$  des Kraftstoffs isolieren und bewerten zu können. Angegeben ist dieses Muster mit der Bezeichnung „EVzu“. Die PFI wird stets vorgelagert ausgeführt. Dies ist notwendig, da das zur Verfügung stehende Zeitfenster bei saugsynchroner

Einspritzung nicht ausreicht, um die für den Betriebspunkt erforderliche Menge an Ethanol einzuspritzen und dabei einen Anteil an vorgelagerter Einspritzmenge zu vermeiden.



**Abbildung 5.34:** HC-Emissionen bei Variation des  $\alpha_{ASB}$  bei Saugrohreinspritzung

Um den spätesten Zeitpunkt für das Ansteuerende  $\alpha_{ASE}$  bei minimalen HC-Emissionen festlegen zu können, wird zunächst eine Variation des Ansteuerbeginns  $\alpha_{ASB}$  bei Saugrohreinspritzung durchgeführt. Die resultierenden Ergebnisse sind in Abbildung 5.34 als HC-Konzentration über dem Ansteuerbeginn  $\alpha_{ASB}$  aufgetragen. Zur Veranschaulichung ist zudem der Hub  $s_V$  des Einlassventils dargestellt. Das Minimum der HC-Emissionen liegt demnach bei einem Ansteuerbeginn von ca.  $\alpha_{ASB} \approx -495^\circ \text{KW n. OT}$ . Unter Berücksichtigung der bei dieser Variation zugrunde liegenden Ansteuerdauer ergibt sich ein Ansteuerende von  $\alpha_{ASE} = -450^\circ \text{KW n. OT}$  für eine vorgelagerte Saugrohreinspritzung.

Auf den Einsatz von n-Butanol wird in diesen Untersuchungsreihen aufgrund der bisherigen Erkenntnisse aus den Untersuchungen zur Verbrennung verzichtet. Aufgrund der Tatsache, dass weder die Größen für Klopfestigkeit noch die der Verdampfungsenthalpie Werte aufweisen, die eine Verschiebung der Klopfgrenze erwarten lassen, erscheint einzig Ethanol in der Lage, der Klopfneigung des Motorbetriebs bei hohen Lasten entgegenwirken zu können. Gestärkt wird diese Entscheidung zudem durch die noch recht hohen Herstellungskosten für den Alkohol (vgl. Abschnitt 2.3.2) und den somit zu erwartenden Mangel an Kundenakzeptanz, n-Butanol als Additiv in einem 2-Tank-System einzusetzen.

Abbildung 5.35 liefert einen Überblick über die betrachteten Szenarien. Die Kraftstoffzusammensetzung wird bei allen untersuchten Konstellationen stets von reinem Benzinbetrieb hin zu mehr Anteilen Ethanol variiert. Dies geschieht unabhängig davon,

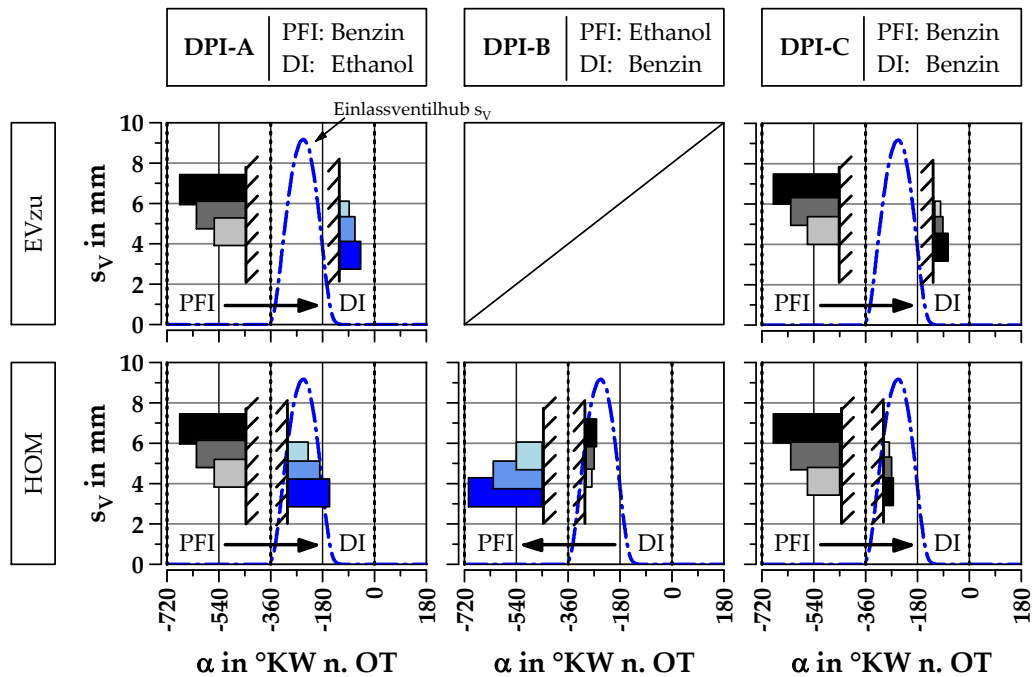


Abbildung 5.35: Übersicht der Ansteuerzeiten für die untersuchten Betriebsmodi

welches Einspritzsystem für den jeweiligen Kraftstoff verwendet wird. Die Veränderung der Anteile ist in der Übersicht durch einen Pfeil gekennzeichnet. Im Szenario „DPI-A“ bedeutet dies, dass im Laufe der Messreihe der Wechsel von PFI von Benzin hin zur DI von Ethanol erfolgt. Bei „DPI-B“ hingegen erfolgt der Wechsel in umgekehrte Richtung – von der Direkteinspritzung des Benzin hin zur Saugrohreinspritzung von Ethanol. Hier ist das Einspritzmuster „EVzu“ aufgrund des sehr späten Ansteuerbeginns der Direkteinspritzung mit Benzin versuchstechnisch nicht umsetzbar. Bereits bei einem indizierten Mitteldruck von  $p_{mi} = 12$  bar übersteigt dessen relative Standardabweichung  $CoV > 10\%$ . Ein stabiler Betrieb ist somit in dieser Konstellation nicht möglich. Das dritte Kraftstoffszenario „DPI-C“ dient als Referenz, bei der nur Benzin eingespritzt wird und so das generelle Klopfverhalten der Saugrohreinspritzung gegenüber der Direkteinspritzung mit ihrerseits vorhandenem Effekt der Ladungskühlung bewertet werden kann.

Für jeden eingestellten Punkt erfolgt zunächst eine Messung an der Klopfgrenze, ehe im darauffolgenden Schritt die Anteile der beiden Einspritzsysteme an der eingebrachten Kraftstoffmasse verändert werden und bei unverändertem  $\alpha_{Zünd}$  die nächste Messung durchgeführt wird. Erst dann wird die Verbrennung bis an die Klopfgrenze verstellt und die nächste Messung folgt. In der Ergebnisdarstellung sind die Resultate zur besseren Übersicht jedoch insofern bereinigt, als dass nur die Messpunkte unmittelbar an der Klopfgrenze bzw. bei optimaler Schwerpunktlage abgebildet sind.

## 5 Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen

Die Ergebnisse sind über  $X_{\text{PFI}}$ , dem Anteil der über das Saugrohr eingespritzten Kraftstoffmasse an der insgesamt eingebrachten Einspritzmasse, aufgetragen:

$$X_{\text{PFI}} = \frac{m_{\text{Inj,PFI}}}{m_{\text{Inj,PFI}} + m_{\text{Inj,DI}}} \cdot 100 \% \quad (5.3)$$

Abbildung 5.36 zeigt die Randbedingungen in Abhängigkeit vom eingestellten Verhältnis der Kraftstoffeinbringung  $X_{\text{PFI}}$ . Zunächst sei der Betrieb mit Benzin als alleinigem Kraftstoff betrachtet („DPI-C“). Am Verlauf der abgebildeten Größen ist die positive Einflussnahme der Direkteinspritzung auf die Verbrennung zu erkennen. Der Effekt der Ladungskühlung macht sich bereits für kleine Anteile der Kraftstoffmasse, die während des Ansaugtaktes direkt eingespritzt wird, bemerkbar. So kann der Zündwinkel ab ca.  $X_{\text{PFI}} \approx 70\%$  leicht Richtung früh verschoben werden. Auch wenn das Klopfen über den gesamten Verlauf der Variation nicht abnimmt, so kann im Vergleich zu reiner PFI bei DI der Schwerpunkt um ca.  $\Delta\alpha_{\text{HR50}} \approx 7^\circ \text{KW}$  nach früh verstellt werden. Neben einer leichten Wirkungsgradverbesserung (vgl. Abbildung 5.37) wirkt sich dies auch positiv auf die Stabilität der Verbrennung aus. Anders verhält es sich bei der Direkteinspritzung, nachdem das Einlassventil geschlossen ist. Hier steigt infolge der nicht ausreichend zur Verfügung stehenden Zeit für die Gemischaufbereitung die Instabilität mit sich verringerndem  $X_{\text{PFI}}$  deutlich an. Eine Verbrennung mit einem geringeren Anteil der PFI an der Gesamteinspritzmasse als  $X_{\text{PFI}} < 50\%$  ist nicht möglich.

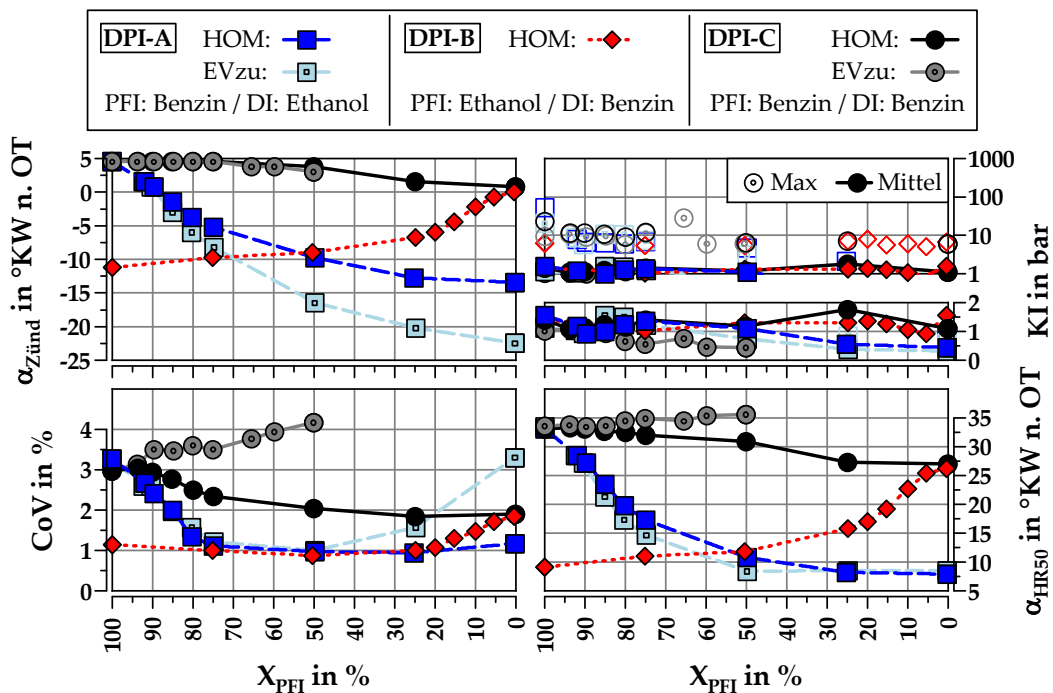
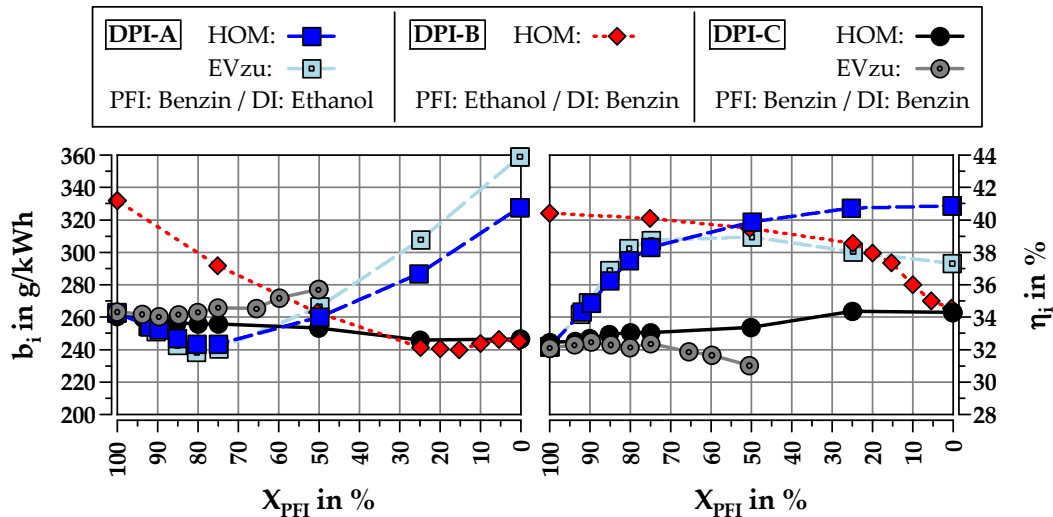


Abbildung 5.36: Randbedingungen des DPI-Betriebs ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  /  $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ )

Im Falle einer Ethanoleinspritzung über das Saugrohr („DPI-B“) lässt sich bereits mit geringen Anteilen eine Verschiebung der noch fahrbaren Schwerpunktlage bzw. der Klopfgrenze beobachten. Der Effekt schwächt sich ab einem Anteil von  $X_{\text{PFI}} = 20\%$  leicht ab, setzt sich in seiner Entwicklung aber fort, bis sich bei reinem Ethanolbetrieb eine nahezu optimale Schwerpunktlage einstellt. Dabei ist die Verbrennung trotz des Ethanolbetriebs immer noch von Klopfereignissen geprägt. Dies ist insofern überraschend, als dass die bisherigen Erkenntnisse eigentlich einen kloppfreien Betrieb erwarten lassen. Es scheint, als führe der ausbleibende Effekt der Ladungskühlung bei DI auch im Betrieb mit Ethanol zu Bedingungen im Brennraum, die Klopfen begünstigen. Wenn jedoch auf die Direkteinspritzung von Ethanol gesetzt wird („DPI-A“), kann bei Einspritzung des Alkohols während des Ansaugtaktes der zunächst sehr späte Schwerpunkt der Verbrennung bei PFI von Benzin über der Variation in Richtung einer optimalen Lage verschoben werden. Ab einem Ethanolanteil von ca. 60...70 % ( $X_{\text{PFI}} = 30...40\%$ ) ist diese schließlich erreicht. Zunächst lässt sich auch hier eine Veränderung in der Verstellweite des Zündwinkels  $\alpha_{\text{Zünd}}$  ab einer Substitutionsrate von ca. 20 % feststellen, was bei dieser Konstellation einem Anteil der PFI von  $X_{\text{PFI}} = 80\%$  entspricht. Bis dahin gewinnt auch die Verbrennung deutlich an Stabilität. Dann nehmen auch hier die Effekte infolge einer Verschiebung im  $X_{\text{PFI}}$  spürbar ab. Bei sehr später Einspritzung von Ethanol in den Brennraum und bereits geschlossenem Einlassventil steigt ab der Hälfte der Variation, also einer Gleichverteilung der Einspritzmassen auf beiden Einspritzsystemen, das CoV wieder deutlich an. Zwar ist dort die optimale Schwerpunktlage bereits erreicht und kann mit steigendem Anteil an Ethanol auch gehalten werden. Dies geschieht jedoch durch einen sehr früh erfolgenden Zündzeitpunkt. Eine langsame Verbrennung ist die Folge.

Wie sich diese Verlangsamung auf den Verbrauch  $b_i$  bzw. den Wirkungsgrad  $\eta_i$  auswirkt, und wie die anderen Szenarien mit den zugehörigen Einspritzmustern im Vergleich dazu abschneiden, zeigt Abbildung 5.37. Bei alleiniger Betrachtung der gravimetrischen Verbrauchsmessung liegt das Optimum von  $b_i$  bei einer Substitutionsrate von ca. 20 % Ethanol, unabhängig vom Ort der Kraftstoffeinspritzung. Jedoch zeigt sich, dass der Wirkungsgrad der Verbrennung bei größeren Substitutionsraten weiter verbessert werden kann. Dies geschieht aufgrund der Frühverstellung des Zündwinkels und sich einstellender Verbrennungsschwerpunktlage im oder zumindest nahe des Optimums. Wenn jedoch von einem 2-Tank-System ausgegangen wird, welches eine bedarfsgerechte Zudosierung ermöglichen soll, so ist eben jene Substitutionsrate von 20 % das Maximum. Höhere Raten würden schnell einen größeren Kraftstofftank erfordern.

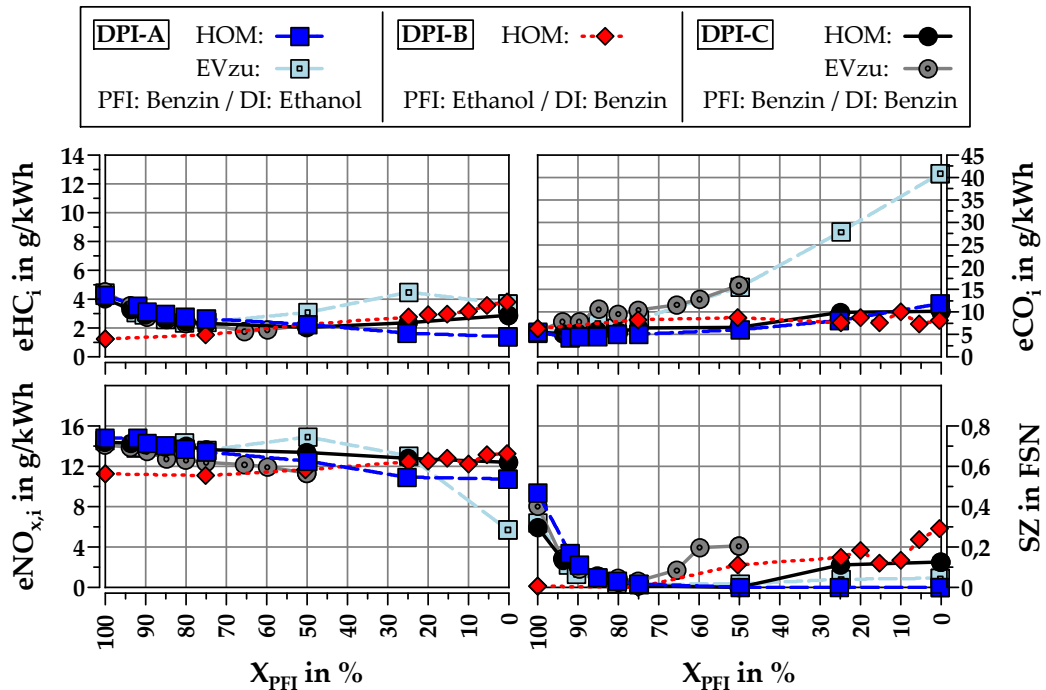


**Abbildung 5.37:** Entwicklung von Verbrauch und Wirkungsgrad im Betrieb mit DPI bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  /  $p_{mi} = 15 \text{ bar}$

Bei sehr später Einspritzung im DI-Muster „EVzu“ ist mit Ethanol im Gegensatz zur Einspritzung von Benzin eine Verbrennung zwar immer noch möglich (vgl. Abbildung 5.36). Allerdings steigen hier die CO-Emissionen deutlich an, wie Abbildung 5.38 illustriert. Die übrigen Einspritzmuster zeigen indes keine erwähnenswerten Auffälligkeiten bei den CO-Emissionen. Die HC-Emissionen sind bei reinem PFI-Betrieb mit Benzin erfahrungsgemäß etwas erhöht. Bei sehr später Direkteinspritzung des Ethanols („EVzu“) ist aufgrund der geringen Zeit für die Gemischbildung ein leichter Anstieg der Emissionen zu verzeichnen. Wird nur Ethanol über das Saugrohr eingespritzt („DPI-B“), stellen sich ähnlich niedrige Werte ein wie im reinen DI-Betrieb mit diesem Kraftstoff („DPI-A“). Auch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen folgen dem Trend der niedrigeren Niveaus bei reiner Direkteinspritzung, unabhängig vom Kraftstoff. Die sehr niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionswerte bei sehr später Direkteinspritzung von Ethanol („EVzu“ bei „DPI-A“) rühren aus einer schlechten Gemischaufbereitung mit vielen fetten Bereichen, die zu einer unvollständigen Verbrennung führen, erkennbar an den hohen CO-Werten. Bei Saugrohrbetrieb mit Benzin sind im Vergleich zu den übrigen Szenarien leicht erhöhte Werte in der Schwärzungszahl feststellbar. Diese nehmen jedoch mit steigendem Anteil der Direkteinspritzung ab. Wird hingegen Ethanol über das Saugrohr eingespritzt, ist auch hier keine Rußemission messbar.

Zusammenfassend lassen sich im 2-Tank-Betrieb die üblichen Unterschiede als Folge der Kraftstoffeinbringung (PFI und DI) beobachten. Die CO-Emissionen steigen bei der doch eher unüblichen Einspritzstrategie „EVzu“ erwartungsgemäß an. In den übrigen Szenarien entstehen in Bezug auf die Emissionen keine signifikante Nachteile.





**Abbildung 5.38:** Resultierende Emissionen des 2-Tank-Betriebs im untersuchten Betriebspunkt ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  /  $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ )

Neben der sich aus dem Betrieb mit zwei Einspritzsystemen ergebenden Vorteile für die Verbrennung darf jedoch die Entwicklung der Temperatur am Einspritzventil nicht unbeachtet bleiben. Im 2-Tank-Betrieb mit Ethanol als Klopfhemmer über die direkte Einspritzung, also im Einspritzmuster „DPI-A“, kann die Temperaturentwicklung für das Hochdruckeinspritzventil problematisch werden. Wenn die DI nur im Bedarfsfall eingesetzt wird, fällt die Kühlung des Ventils durch den durch das Ventil strömenden Kraftstoff aus, und das für einen unter motorischen Gesichtspunkten längeren Zeitraum. Ein Fehlverhalten bis hin zum völligen Ventilversagen wären die Folge.

## 5.6 Zusammenfassung der Verbrennungs- und Emissionsuntersuchungen

Die Ergebnisse der Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen zeigen, dass die Stoffeigenschaften der Alkohole nicht nur die Gemischbildung beeinflussen, sondern auch ihren Anteil an leichten Änderungen der Verbrennung und resultierender Emissionen haben.

Die grundlegenden Untersuchungen zur Verbrennung bei unterer Last zeigen eine gute Korrelation zwischen der laminaren Flammengeschwindigkeit und der Reaktionsgeschwindigkeit der Alkoholkraftstoffe. Der verkürzte Zündverzug sorgt für kürzere Brenndauern im Vergleich zu Benzin vor Erreichen der 50 %-Umsatzlage. Die schnellere Brennrate hat höhere Zylinderspitzendrücke zur Folge. Bei hohen Lasten ändert sich das Bild. Hier nimmt die Reaktionsgeschwindigkeit der Alkohole ab und im Vergleich wird die eingespritzte Kraftstoffmasse des Benzins schneller umgesetzt.

Bei Betrachtung der Verbrennung über einen kompletten Lastschnitt fallen die deutlichen Unterschiede im indizierten Wirkungsgrad auf. Während Ethanol schon im angedrosselten Betrieb bei unterer Teillast aufgrund der kürzeren Brenndauer effektiver brennt und zu hohen Lasten aufgrund der Klopfestigkeit Wirkungsgrade von bis zu  $\eta_i = 40\%$  erreicht, bewegen sich Benzin und n-Butanol auf ähnlichem Niveau. Hier fallen insbesondere bei hohen Lasten aufgrund der späten Schwerpunktlage  $\alpha_{\text{MFB}50}$ , die der Klopfneigung geschuldet ist, die Wirkungsgradeinbußen ins Gewicht. Ethanol verbrennt kloppfrei und wird nur durch den Zylinderspitzendruck limitiert. Auch ist hier die Abgastemperatur aufgrund der kombinierenden Effekte von kühlerer Zylinderladung und besserer Schwerpunktlage deutlich niedriger als bei den beiden anderen Kraftstoffen. Dieser Umstand könnte den Bedarf der verbrauchsungünstigen Volllastanfechtung reduzieren.

Bei den HC- und CO-Emissionen bewegen sich die drei Kraftstoffe auf einem vergleichbaren Niveau. Allerdings zeigt sich mit steigender Last, dass es Probleme bei der Gemischbildung mit n-Butanol geben kann. Zudem steigen bei diesem Alkohol mit zunehmender AGR-Rate die Partikelemissionen an. Ethanol hingegen überzeugt nicht nur in diesem Betriebspunkt mit durchweg sehr niedrigen HC-Emissionen. Auch die Werte der  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind bei Ethanol am niedrigsten, gefolgt von n-Butanol und Benzin. Hervorzuheben ist die rußfreie Verbrennung von Ethanol.

Eine höhere AGR-Verträglichkeit bei Verwendung von sauerstoffhaltigen Kraftstoffen konnte bei diesen Versuchen nicht festgestellt werden. Während sich die Stabilität der Verbrennung bei unterer Last für alle Kraftstoffe gleich verhält, sorgt bei hoher Last das unzureichend hohe Spülgefälle für ein Ende der Restgasvariation, ehe die Stabilität der Verbrennung signifikant schlechter wird. Die Variation des Ansteuerbeginns  $\alpha_{\text{ASB}}$  offenbart die Widrigkeiten der Gemischbildung bei Einsatz von n-Butanol. Hier reicht bei späten Lagen von  $\alpha_{\text{ASB}}$  die Zeit bis zur Einleitung der Verbrennung nicht aus, um das Gemisch für eine stabile Verbrennung aufzubereiten. Die in der Konsequenz erhöhten HC-Emissionen bestätigen die gewonnenen Erkenntnisse aus den vorangegangenen Untersuchungen.

## 5.6 Zusammenfassung der Verbrennungs- und Emissionsuntersuchungen

Die Beobachtungen der schnelleren Verbrennung der Alkohole bei niedriger Teillast können am Transparentmotor visualisiert werden und bestätigen die zuvor getätigten Aussagen. Die Flamme von Ethanol breitet sich am schnellsten aus, gefolgt von den Flammen von n-Butanol und Benzin. Die Streuung in der Ausbreitung, die bei den Alkoholen größer als bei Benzin ist, wirkt sich jedoch nicht auf den indizierten Mittel-  
druck  $p_{mi}$  bzw. die Laufruhe aus. Die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Flammen liegen im einsehbaren Bereich des Brennraums generell sehr dicht beieinander, wobei eine gleichmäßige, konzentrische Ausbreitung ohne Vorzugsrichtung zu beobachten ist. Dies zeigt sich auch in der Aufenthaltswahrscheinlichkeit, bei der sich ein Gebiet maximaler Wahrscheinlichkeit zwischen den Auslassventilen abzeichnet. Die Ausdehnung dieses Gebiets korreliert mit dem zeitlichen Verlauf der Flammenentwicklung aller drei Kraftstoffe. Bei Beaufschlagung der Brennraumströmung mit einer Tumblebewegung ist ein signifikanter Anstieg in der Ausbreitungsgeschwindigkeit feststellbar. Die Aufenthaltswahrscheinlichkeit konzentriert sich auf die für den Tumble charakteristische Luftwalze in zentraler Brennraumlage. Die Gemischzusammensetzung zeigt unabhängig vom verwendeten Kraftstoff das bekannte Bild der schnelleren Ausbreitung bei fettem Gemischzustand gegenüber magerem Gemisch. Die Aufenthaltswahrscheinlichkeit wird durch die unterschiedlichen  $\lambda$ -Werte nicht beeinflusst.

Durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses sind die Unterschiede der Verbrennung bei unterer Teillast durch verbesserte Brennbedingungen für das Benzin aufgehoben, so dass die Brennverläufe der drei Kraftstoffe gleich sind. Diese Beobachtung lässt sich auch bei der Stabilität der Verbrennung machen. Die Restgasverträglichkeit sowie die Abmagerfähigkeit des Gemischs werden durch die Änderung im  $\epsilon$  nicht entscheidend beeinflusst. Bei hohen Lasten kommt es bei den Alkoholen zu einer Überlagerung der bereits bei konventionellem  $\epsilon$  festgestellten Effekte. Durch das Herunterkühlen der Zylinderladung wird die Verbrennung der Alkohole leicht verlangsamt. Nach zunächst ähnelnden Brennverläufen kommt es bei Benzin zu einem schlagartigen Anstieg in der Brennrate. Diese klopfende Verbrennung ist Folge des Überschreitens der Selbstzündungsgrenzen des Gemischs. Die erhöhte Neigung zu klopfender Verbrennung sorgt auch dafür, dass die Volllast bei Benzin und n-Butanol bereits bei ca.  $p_{mi} \approx 18$  bar erreicht ist. Instabile Verbrennung und hohe Abgastemperaturen limitieren eine weitere Spätverstellung von  $\alpha_{Zünd}$ , die für höhere Lasten ohne Überschreiten der Klopfgrenze notwendig wäre. n-Butanol zeigt sich dabei geringfügig klopfresistenter. Auch die Magerlauffähigkeit wird bei diesen beiden Kraftstoffen stark eingeschränkt. Ethanol hingegen kann bis ca.  $p_{mi} \approx 24$  bar schwerpunktoptimal verbrannt werden, bevor der maximal zulässige Zylinderspitzen-  
druck eine Anpas-

sung des Zündzeitpunktes erforderlich macht. Indizierte Wirkungsgrade von bis zu  $\eta_i = 42\%$  sind so realisierbar. Der Betrieb bei höheren  $\lambda$ -Werten ist mit Ethanol auch bei hoher Last bis  $\lambda = 1,6$  problemlos möglich. Die Abgastemperaturen der Alkohole sind auch nach Anhebung des Verdichtungsverhältnisses niedriger als bei Benzin, und das unabhängig vom eingestellten Zündzeitpunkt. Die Anhebung der Kompression sorgt für einen Anstieg der HC-Emissionen, die sich insbesondere bei niedrigen Lasten für alle drei Kraftstoffe auf einem höheren Niveau wiederfinden. Die übrigen limitierten Schadstoffemissionen zeigen in diesem Betriebsbereich keine gravierende Änderungen im Vergleich zu den Ergebnissen bei konventionellem  $\epsilon$ .

Die Steigerung des Kompressionsverhältnisses von  $\epsilon = 10,5$  auf  $12,5$  verbessert den indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  der Benzinverbrennung um durchschnittlich  $\Delta\eta_i = 0,6\%$ , wobei der maximale Zugewinn von  $\Delta\eta_i = 3,8\%$  im unteren Lastbereich durch Verluste bei höheren Lasten infolge einer klopfbedingten Abweichung von der optimalen Schwerpunktlage geschmälert wird. Eine ähnliche Bilanz weist n-Butanol auf, wenn auch mit etwas geringfügigeren Verlusten bei hohen Lasten, da der Kraftstoff nicht ganz so klopf sensitiv reagiert. Den größten Zugewinn hat Ethanol, dessen Wirkungsgrad teilweise um bis zu  $\Delta\eta_i = 6\%$  gesteigert wird. Dies liegt hauptsächlich an einer nahezu dauerhaft verbrauchsoptimalen Lage von  $\alpha_{\text{MFB50}}$ . Bei sehr hohen Mitteldrücken geht eine weitere Lastanhebung nur über eine Spätverstellung von  $\alpha_{\text{Zünd}}$  zur Spitzendruckabsenkung und somit auf Kosten des Wirkungsgrades. Der Vergleich weiterer Szenarien zeigt, dass bei unverändertem Motor ein Alternativkraftstoff allein schon Potenzial hat, gegenüber Benzin den Wirkungsgrad zu verbessern. So ist Ethanol um durchschnittlich  $\Delta\eta_i = 6,9\%$  besser als Benzin, und selbst n-Butanol hat einen leichten Vorteil gegenüber Benzin. Bei Kombination aller Maßnahmen kann der mittlere Wirkungsgrad mit Ethanol um  $\Delta\eta_i = 12,1\%$  gegenüber Benzin und konventionellem Versuchsträger gesteigert werden.

Das Kapitel der Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen beschließen die Versuche, über die bedarfsgerechte Zudosierung eines klopf festen Kraftstoffs die Klopfgrenze zu verschieben und somit den Wirkungsgrad der Verbrennung anzuheben. In diesem Fall wird Ethanol mit verschiedenen Konfigurationen des Einspritzsystems verwendet. Die Basis mit Benzin als alleinigem Kraftstoff verdeutlicht den positiven Effekt der Ladungskühlung bei DI auf Schwerpunktlage und Stabilität der Verbrennung. Bei Zudosierung von Ethanol über das Saugrohr kann bereits bei geringen Substitutionsraten die Klopfgrenze verschoben werden. Überraschenderweise treten bei reinem Ethanolbetrieb dennoch Klopfereignisse auf, da der Effekt der Ladungskühlung ausbleibt. Bei Ethanolzudosierung direkt in den Brennraum wird die Verbren-

## *5.6 Zusammenfassung der Verbrennungs- und Emissionsuntersuchungen*

nung mit steigendem DI-Anteil stabilisiert. Die Klopfgrenze lässt sich soweit verschieben, dass ab einer Substitutionsrate von ca. 70 % eine wirkungsgradoptimale Lage der Verbrennung eingenommen werden kann. Bei alleiniger Bewertung der gravimetrischen Verbrauchsmessung liegt die optimale Substitutionsrate bei ca. 20 % Ethanol, unabhängig vom Ort der Einspritzung. Bei größeren Substitutionsraten kann der Wirkungsgrad der Verbrennung weiter gesteigert werden. Dieses würde jedoch einen ungleich größeren Kraftstofftank für das Ethanol erfordern.



## 6 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde der Einsatz von Alkoholen in modernen Ottomotoren untersucht. Unabhängig von der Bereitstellung des Kraftstoffs wurden dessen Eigenschaften im Kontext aktueller und zukünftiger Anforderungen für den gesamten verbrennungsmotorischen Prozess betrachtet. Dabei galt es, Fragestellungen zu beantworten, die im Zusammenhang mit Alkoholen als alternativem Kraftstoff und der Benzindirekteinspritzung sowie zukünftiger Downsizingkonzepte stehen. Vorteile des Alkohols gegenüber heutigem Superkraftstoff wurden identifiziert und deren gezielte Nutzung bewertet.

Dazu wurde die gesamte Wirkkette von Einspritzverlauf über die Sprayausbreitung, den Gemischbildungsprozess, den Verbrennungsablauf bis zu den Emissionen detailliert analysiert und bewertet. In den Untersuchungen wurde auf eine Vielzahl unterschiedlicher Messtechniken und Versuchsträger zurückgegriffen. Um die nach der Überprüfung ihrer Eignung als Alternativkraftstoff ausgewählten Alkohole Ethanol und n-Butanol mittels optischer Messtechnik eingehend untersuchen zu können, wurden zunächst zwei Tracer identifiziert und bewertet, die den Einsatz von laserinduzierter Fluoreszenz ermöglichen. Mit Methylethylketon für Ethanol und Toluol für n-Butanol wurden zwei Ketone ermittelt, die nach entsprechender Anregung ausreichend Fluoreszenz emittieren, ohne dabei die gemischbildungsrelevanten Eigenschaften der Kraftstoffe zu verändern und so die Ergebnisse möglicherweise zu verfälschen. An der Druckkammer und am Transparentaggregat konnten so die Flüssig- und die Dampfphase der Alkohole bewertet werden.

Die Untersuchungen der Gemischbildung zeigen, dass die unterschiedlichen Stoffeigenschaften der Kraftstoffe einen Einfluss auf das Dosierverhalten der verschiedenen untersuchten Ventilkonzepte haben. Dabei nimmt die Viskosität eine herausragende Stellung innerhalb der Stoffeigenschaften ein, die sich auf die Funktion der Einspritzkomponenten auswirken. So konnten im Rahmen der Einspritzverlaufsanalyse insbesondere bei den beiden Injektorkonzepten, die bei heutigen modernen strahlgeführten Brennverfahren zum Einsatz kommen, Auswirkungen auf das Dosierverhalten infol-

ge einer veränderten Viskosität festgestellt werden. Während mit steigender Zähigkeit des Mediums beim Ringspaltventil eine Abnahme des Masseeintrags bei gleicher Ansteuerdauer beobachtet wird, zeigt das Mehrlochventil zunehmende Einschränkungen in der Kleinstmengenfähigkeit. Unter stationären Bedingungen zeigen die Sprays der untersuchten Einspritzventile keine kraftstoffbedingten Auffälligkeiten. Unter Zuhilfenahme des Mie-Streulichtverfahrens konnte gezeigt werden, dass geometrische Größen wie die axiale Penetration und der Strahlwinkel innerhalb der Kraftstoffvariation stets vergleichbar und gut reproduzierbar sind. Allerdings geht mit höherer Viskosität ein zumindest teilweise beobachtbares trägeres Einspritzverhalten einher, das zudem von einer schlechteren Zerstäubung der Alkoholkraftstoffe geprägt ist. Die Gasphase, die mittels laserinduzierter Exciplexfluoreszenz bzw. kombinativen Einsatz von Mie-Streulicht und laserinduzierter Fluoreszenz bewertet wurde, verhält sich aufgrund der sprayinduzierten Strömung für alle Kraftstoffe identisch, unabhängig vom verwendeten Injektorkonzept. Als Resultat der schlechteren Zerstäubung der Alkohole treten unter motorischen Bedingungen des Homogenbetriebs große Schwankungen in der Reproduzierbarkeit der Gemischbildung auf. Die erhöhte Verdampfungsenthalpie sowie längere Ansteuerdauern für den erforderlichen Energieeintrag tragen ihren Anteil dazu bei, dass weniger Zeit für die vollständige Verdampfung und Homogenisierung zur Verfügung steht und die Güte der Gemischbildung bei Einsatz von Alkoholen somit abnimmt. Variationen der Brennraumströmung mit einhergehendem Eintrag an Turbulenz zeigen eine deutliche Verbesserung der Gemischbildung für alle Kraftstoffe.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zu Verbrennung und Emissionen zeigen, dass die Stoffeigenschaften der Alkohole nicht nur die Gemischbildung beeinflussen, sondern auch Auswirkungen auf die Verbrennung und folglich auch auf die Emissionen haben. Während die Alkohole bei unterer Last höhere Reaktionsgeschwindigkeiten als Benzin aufweisen, kehrt sich dieser Effekt bei hohen Lasten um. Diese Unterschiede in der Verbrennungsgeschwindigkeit lassen sich jedoch leicht über den Zündzeitpunkt kompensieren. Ethanol überzeugt im Vergleich der drei untersuchten Kraftstoffe mit deutlich höheren Wirkungsgraden über den gesamten Lastschnitt. Der Kraftstoff brennt kloppfrei und wird nur durch den Zylinderspitzenruck begrenzt. Die erhöhte Verdampfungsenthalpie der Alkohole führt zu geringeren Abgastemperaturen, was den Anfettungsbedarf deutlich reduziert. Die schnellere Verbrennung der Alkohole bei niedriger Teillast konnte am Transparentmotor visualisiert werden. Eine beobachtete erhöhte Streuung im Flammenausbreitungsverhalten hat keinen Einfluss auf den indizierten Mitteldruck bzw. die Laufruhe. Dies liegt an den generell sehr dicht beiein-



ander liegenden Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten der drei Kraftstoffe, die zudem weder eine kraftstoffabhängige Vorzugsrichtung in der Ausbreitung, noch Unterschiede in der Flammenaufenthaltswahrscheinlichkeit erkennen lassen. Die Entwicklung letztgenannter Gebiete korreliert mit der zeitlichen Entwicklung der Flamme aller drei Kraftstoffe, die durch Veränderungen in der Gemischzusammensetzung oder der Brennraumströmung kein auffälliges Verhalten zeigt. Hinsichtlich der resultierenden Emissionen zeigten die Untersuchungen, dass Ethanol deutliche Vorteile bei allen gesetzlich limitierten Abgasbestandteilen aufweist. Hervorzuheben sind die durchweg niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionen und die rußfreie Verbrennung. n-Butanol zeigt Probleme bei der Gemischbildung, die sich in entsprechend erhöhten Werten der HC- und CO-Emissionen widerspiegeln. Eine höhere AGR-Verträglichkeit bei Verwendung von sauerstoffhaltigen Kraftstoffen, wie es die untersuchten Alkohole sind, konnte nicht festgestellt werden. Auch die Abmagerfähigkeit des Gemischs wird durch die Wahl des Kraftstoffs nicht entscheidend beeinflusst.

Bei Anhebung der Kompression dominiert bei entsprechenden Lasten das Bild der klopfenden Verbrennung bei Benzin und n-Butanol. Instabile Verbrennung und hohe Abgastemperaturen limitieren eine für höhere Lasten notwendige Spätverstellung des Zündzeitpunktes. Ethanol hingegen verbrennt auch nach Anhebung der Kompression bei hohen Lasten schwerpunktoptimal. Bis zur Begrenzung durch den Spitzendruck im Zylinder werden so hohe indizierte Wirkungsgrade ermöglicht. Durch die höhere Kompression wird bei allen untersuchten Kraftstoffen ein leicht gestiegenes Niveau der HC-Emissionen festgestellt. Bei Benzin und n-Butanol kommt es infolge der Kompressionsanhebung zu einer Verschlechterung der Magerlauffähigkeit bei hohen Lasten. Der theoretisch mögliche Zugewinn im indizierten Wirkungsgrad durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses wird bei Benzin durch die notwendige Spätverstellung bei hohen Lasten infolge einer erhöhten Klopfneigung geschmälert. Über den gesamten Lastschnitt betrachtet, zehren diese Verluste die bei unteren Lasten festgestellten Wirkungsgradsteigerungen nahezu auf. Dies gilt auch für n-Butanol. Ethanol kann mit einer annähernd wirkungsgradoptimalen Lage des Verbrennungsschwerpunktes die größte Wirkungsgradsteigerung erzielen. Der Vergleich verschiedener Szenarien zu einer möglichen Wirkungsgradsteigerung zeigt, dass bereits ein Kraftstoffwechsel hin zu Ethanol bei unverändertem Aggregat eine deutliche Steigerung im Wirkungsgrad gegenüber Benzin bewirkt. Ethanol in Kombination mit einem angehobenen Verdichtungsverhältnis bietet das größte Steigerungspotenzial in Bezug auf den indizierten Wirkungsgrad.

Die Versuche zur Anhebung der Klopfgrenze und somit zu einer Steigerung des Wirkungsgrades mittels bedarfsgerechter Zudosierung eines klopfesten Kraftstoffs zeigen, dass Ethanol bei ausbleibendem Effekt der Ladungskühlung als Konsequenz der Einspritzung ins Saugrohr durchaus Anzeichen einer irregulären Verbrennung zeigt. Dennoch kann bereits bei geringen Substitutionsraten die Klopfgrenze angehoben werden. Bei direkter Einspritzung des Ethanols in den Brennraum trägt der Alkohol zu einer Stabilisierung der Verbrennung bei und führt mit höheren Substitutionsraten zu einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunktlage. Wird alleine der gravimetrische Verbrauch zu Grunde gelegt, liegt die optimale Substitutionsrate bei ca. 20 % Ethanol, unabhängig vom Ort der Einspritzung. Bei größeren Substitutionsraten kann der Wirkungsgrad der Verbrennung zwar weiter gesteigert werden, erfordert hierzu aber aufgrund des geringeren Heizwertes von Ethanol einen größeren Tank.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass Alkohole einen wirkungsvollen Beitrag zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten können. Unter Berücksichtigung des Herstellungsprozesses und sinnvoller Auswahl verfügbarer Rohstoffe beginnt diese Reduzierung schon bei der Bereitstellung des Kraftstoffs. Dabei sind Kraftstoffe der 2. Generation denen der 1. Generation deutlich überlegen. Dank der Stoffeigenschaften und deren Auswirkungen auf die Verbrennung ist unter den Anforderungen eines Downsizingkonzeptes Ethanol im Vergleich zu n-Butanol der geeignetere Alkoholkraftstoff. Die Verbrennung kann bei gleichzeitig verminderten Emissionen effizienter durchgeführt werden. Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Arbeit kann nun unter realen Bedingungen anhand von Fahrzeugversuchen geklärt werden, wie mit einer angepassten Applikation gezielt die Vorzüge des Ethanols ausgenutzt werden können, um so einen wesentlich effizienteren Einsatz der im Kraftstoff enthaltenen Energie zu erzielen, als es derzeit mit konventionellem Superkraftstoff möglich ist.

# Literaturverzeichnis

- [1] Pat. 10 2007 045 575.7. 2009 (siehe S. 77).
- [2] Interner Bericht. 2010 (siehe S. 95).
- [3] 2002/358/EG: **„Entscheidung des Rates vom 25. April 2002 über die Genehmigung des Protokolls von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über klimaänderung im Namen der Europäischen Gemeinschaft sowie die gemeinsame Erfüllung der daraus erwachsenden Verpflichtungen“**. ABl. Nr. L 130/1. Entscheidung. 2002 (siehe S. 18).
- [4] 2008/1272/EG: **„Verordnung über die Einstufung, Kennzeichnung und Verpackung von Stoffen und Gemischen, zur Änderung und Aufhebung der Richtlinien 67/548/EWG und 1999/45/EG und zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 1907/2006“**. ABl. Nr. L 353/1. Verordnung. 2008 (siehe S. 31).
- [5] 2009/28/EG: **„Richtlinie zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinien 2001/77/EG und 2003/30/EG v. 23.04.2009“**. ABl. Nr. L 140/16. Richtlinie. 2009 (siehe S. 40, 49).
- [6] 2009/443/EG: **„Verordnung des Europäischen Parlaments und des Rates zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen“**. ABl. Nr. L 140/1. Verordnung. 2009 (siehe S. 18).
- [7] ADAC e.V.: **„Jährliche Durchschnittspreise Kraftstoffe seit 1950“**. (aufgerufen am 01.12.2013). URL: <http://www.adac.de/infotestrat/tanken-kraftstoffe-und-antrieb/kraftstoffpreise/> (siehe S. 15).
- [8] Adomeit, P.; Dohmen, J.; Thewes, M.; Ewald, J.; Günther, M.; Morcinkowski, B. und Pischinger, S.: **„Einfluss von Kraftstoff und Brennverfahren auf die Vor-entflammung beim aufgeladenen Ottomotor“**. 34. Internationales Wiener Motorsymposium. 2013 (siehe S. 44).

- [9] Aleiferis, P.; Serras-Pereira, J. und Richardson, D.: „**Characterisation of flame development with ethanol, butanol, iso-octane, gasoline and methane in a direct-injection SI engine**“. *Fuel*, Bd. 109 (2013), S. 256–278 (siehe S. 44).
- [10] Aleiferis, P. G. und Romunde, Z. R. van: „**An analysis of spray development with iso-octane, n-pentane, gasoline, ethanol and n-butanol from a multi-hloe injector under hot fuel conditions**“. *Fuel*, Bd. 105 (2013), S. 143–168 (siehe S. 42).
- [11] Alleman, T. und McCormick, R.: „**Fischer-Tropsch Diesel Fuels - Properties and Exhaust Emissions: A Literature Review**“. SAE Paper 2003-01-0763, 2003 (siehe S. 34).
- [12] Altenschmidt, F.: „**Grundsatzuntersuchungen zu einem ottomotorischen Brennverfahren mit Direkteinspritzung und Aufladung**“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 2005 (siehe S. 14).
- [13] Andruleit, H.; Babies, H. G.; Bahr, A.; Kus, J.; Meßner, J. und Schauer, M.: „**DE-RA Rohstoffinformationen - Energiestudie 2012 - Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen**“. Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR), 2012 (siehe S. 15, 16, 18).
- [14] Arndt, S.; Grzeszik, R.; Rogler, P. und Schürg, F.: „**Quantifizierung von Sprayverdampfungsraten und Luft-/ Kraftstoffverhältnis für strahlgeführte BDE Brennverfahren mit Laserinduzierter Exciplextomografie und einem Spraymodell**“. 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden. 2008 (siehe S. 53).
- [15] Arpe, H.-J.: „**Industrielle Organische Chemie - Bedeutende Vor- und Zwischenprodukte**“. Wiley-VCH, Weinheim, 2007 (siehe S. 34).
- [16] Bandel, W.; Fraidl, G. K.; Kapus, P. E. und Sikinger, H.: „**The Turbocharged GDI Engine: Boosted Synergies for High Fuel Economy Plus Ultra-low Emission**“. SAE Paper 2006-01-1266, 2006 (siehe S. 41).
- [17] Basshuysen, R. van: „**Ottomotor mit Direkteinspritzung**“. 1. Auflage. Vieweg & Teubner Verlag, Wiesbaden, 2007 (siehe S. 8, 11, 29, 135).
- [18] Bäcker, H.; Tichy, M.; Achleitner, E.; Pischinger, S.; Lang, O.; Habermann, K. und Krebber-Hortmann, K.: „**Untersuchung des Ethanolmischkraftstoff E85 im geschichteten und homogenen Magerbetrieb mit piezoaktuierter A-Düse**“. *Direkteinspritzung im Ottomotor*, Bd. 6 (2007) (siehe S. 41, 43, 45).
- [19] Benninger, K.; Heimgärtner, C.; Kufferath, A.; Uhl, S. und Wiemers, O.: „**Flexfuel-Systeme für Ottomotoren mit Direkteinspritzung**“. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 7-8 (2007), S. 592–598 (siehe S. 40, 42, 43, 45).

- [20] BP: „**1976-2012 Oil prices**“. BP p.l.c. (aufgerufen am 18.12.2013). URL: [http://www.bp.com/content/dam/bp/excel/Statistical-Review/statistical\\_review\\_of\\_world\\_energy\\_2013\\_workbook.xlsx](http://www.bp.com/content/dam/bp/excel/Statistical-Review/statistical_review_of_world_energy_2013_workbook.xlsx) (siehe S. 15).
- [21] Brassat, A.; Thewes, M.; Mütter, M. und Pischinger, S.: „**Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse für Ottomotoren**“. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 12 (2011), S. 988–995 (siehe S. 43, 45).
- [22] Brettschneider, J.: „**Berechnung des Luftverhältnisses  $\lambda$  von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf  $\lambda$** “. *Bosch Technische Berichte*, Bd. 6(4) (1979), S. 177–186 (siehe S. 114).
- [23] Brewster, S.: „**Initial Development of a Turbo-charged Direct Injection E100 Combustion System**“. SAE Paper 2007-01-3625, 2007 (siehe S. 43, 44).
- [24] Brewster, S.; Railton, D.; Maisey, M. und Frew, R.: „**The Effect of E100 Water Content on High Load Performance of a Spray Guide Direct Injection Boosted Engine**“. SAE-Paper 2007-01-2648, 2007 (siehe S. 33).
- [25] Bullis, K.: „**Audi Backs a Biofuel Startup**“. *MIT Technology Review*, Bd. (2012) (siehe S. 39).
- [26] Buschbeck, M.: „**Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor**“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2013 (siehe S. 130).
- [27] Cairns, A.; Stansfield, P.; Faser, N.; Blaxill, H.; Gold, M.; Rogerson, J. und Goddell, C.: „**A Study of Gasoline-Alcohol Blended Fuels in an Advanced Turbo-charged DISI Engine**“. SAE Paper 2009-01-0138, 2009 (siehe S. 43).
- [28] Christie, M.; Fortino, N. und Yilmaz, H.: „**Parameter Optimization of a Turbo Charged Direct Injection Flex Fuel SI Engine**“. SAE Paper 2009-01-0238, 2009 (siehe S. 43).
- [29] Daily, J.: „**Laser induced fluorescence spectroscopy in flames**“. *Progress in Energy and Combustion Science*, Bd. 23(2) (1997), S. 133–199 (siehe S. 62).
- [30] Damkoehler, G.: „**Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammengeschwindigkeit in Gasgemischen**“. *Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, Bd. 46 (1940), S. 601–626 (siehe S. 126).
- [31] Daniel, R.; Wang, C.; Xu, H.; Tian, G. und Richardson, D.: „**Dual-Injection as a Knock Mitigation Strategy Using Pure Ethanol and Methanol**“. SAE Paper 2012-01-1152, 2012 (siehe S. 45).
- [32] Dietsche, K.-H., Hrsg.: „**Kraftfahrtechnisches Taschenbuch / Bosch**“. 26. Auflage. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007 (siehe S. 59).

- [33] DIN 1342-1: „**Viskosität - Teil 1: Rheologische Begriffe**“. DIN 1342-1:2003-11. Deutsche Norm. 2003 (siehe S. 24).
- [34] DIN 51262-1: „**Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Anforderungen und Prüfverfahren - Teil 1: Ottokraftstoff E10 und Ottokraftstoff E5**“. DIN 51262-1:2010-11. Deutsche Norm - Entwurf. 2010 (siehe S. 40).
- [35] DIN 51756-7: „**Prüfung von Ottokraftstoffen - Bestimmung der Klopfestigkeit (Octanzahl) von Alkoholen und Alkoholmischkraftstoffen im CFR- Prüf-motor**“. DIN 51756-7:1986-02. Deutsche Norm. 1986 (siehe S. 32).
- [36] DIN EN 15376: „**Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Ethanol zur Verwendung als Blendkomponente in Ottokraftstoff - Anforderungen und Prüfverfahren**“. Deutsche Fassung EN 15376:2011-02. Europäische Norm. 2011 (siehe S. 36, 49).
- [37] DIN EN 228: „**Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Unverbleite Ottokraftstoffe - Anforderungen und Prüfverfahren**“. Deutsche Fassung EN 228:2013-01. Europäische Norm. 2013 (siehe S. 28, 30, 32, 40, 48).
- [38] DIN EN ISO 5163: „**Mineralölerzeugnisse - Bestimmung der Klopfestigkeit von Otto- und Flugkraftstoffen - Motor-Verfahren (ISO 5163:2005)**“. Deutsche Fassung EN ISO 5163:2005. Europäische Norm. 2006 (siehe S. 32).
- [39] DIN EN ISO 5164: „**Mineralölerzeugnisse - Bestimmung der Klopfestigkeit von Otto- und Flugkraftstoffen - Research-Verfahren (ISO 5164:2005)**“. Deutsche Fassung EN ISO 5164:2005. Europäische Norm. 2006 (siehe S. 32).
- [40] Dohn, N.: „**Technische, ökonomische und ökologische Bewertung der Ein-satzbarkeit von biogenem n-Butanol im Raumwärmemarkt**“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2013 (siehe S. 36).
- [41] Düwel, I.; Koban, W.; Zimmermann, F. P.; Dreier, T. und Schulz, C.: „**Spectro-scopic characterization of the fluorobenzene/DEMA tracer system for laser-induced exciplex fluorescence for the quantitative study of evaporating fuel sprays**“. *Applied Physics*, Bd. 97(4) (2009), S. 909–918 (siehe S. 66).
- [42] Dyckmans, J.: „**Untersuchungen zum Potenzial von synthetischem Diesel-kraftstoff an einem modernen Dieselmotor mit optimierter Betriebsstrate-gie**“. Diplomarbeit. Technische Universität Braunschweig, 2008 (siehe S. 34).
- [43] Dyckmans, J.; Arndt, S.; Raatz, T. und Eilts, P.: „**Laseroptische Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung von Alkoholen als alternativer Kraft-stoff bei der Benzindirekteinspritzung**“. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. VI (2010), S. 295–317 (siehe S. 98).
- [44] Economic, U. N. D. of und Affairs, S.: „**World Population Prospects - The 2012 Revision**“. Englisch. United Nations. (aufgerufen am 25.11.2013). URL: <http://esa.un.org/unpd/wpp/Excel-Data/population.htm> (siehe S. 17).

- [45] Eichsleder, H.; Klütting, M. und Piock, W. F.: „**Grundlagen und Technologien des Ottomotors - Der Fahrzeugantrieb**“. Hrsg. von H. List. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2008 (siehe S. 10, 91).
- [46] Ernst, C.-S.; Olschewski, I. und Eckstein, L.: „**CO<sub>2</sub>-Reduzierungspotenziale bei Pkw bis 2020 - Abschlussbericht**“. Institut für Kraftfahrzeuge - Technische Hochschule Aachen, 2013 (siehe S. 19).
- [47] Falbe, J.; Bahrmann, H.; Lipps, W. und Mayer, D.: „**Alcohols, Aliphatic**“. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry - Alcohols*. Wiley-VCH, Weinheim, 2002 (siehe S. 22).
- [48] Fechtner, D.: „**Gas-Vorrat reicht für den ganzen Winter**“. Braunschweiger Zeitung. Ausgabe vom 02. Jan. 2009 (siehe S. 18).
- [49] Fehler, S.: „**Optische Untersuchung der Auswirkungen des Kraftstoffsprays auf die Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden Ottomotor mit wandgeführtem Brennverfahren**“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 1999 (siehe S. 63, 66).
- [50] Fiedler, E.; Grossmann, G.; Kersebohm, D. B.; Weiss, G. und Witte, C.: „**Methanol**“. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry - Alcohols*. Wiley-VCH, Weinheim, 2002 (siehe S. 22, 35).
- [51] FNR: „**Basisdaten Bioenergie Deutschland - August 2013**“. Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V., 2013 (siehe S. 16, 18, 38).
- [52] Gattermayer, F.: „**Ethanol - Ein weltweiter Überblick**“. *Alternative Strategien für die Landwirtschaft*. I. Darnhofer, C. Walla und H. K. Wytrzens, 2006, S. 145–164 (siehe S. 40).
- [53] Gaydon, A. G.: „**The Spectroscopy of Flames**“. Chapman und Hall, London, 1974 (siehe S. 68).
- [54] Gleißner, M.: „**Analyse von Brennraumströmung, Gemischbildung und Verbrennung am Transparentmotor mit Benzindirekteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren**“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2011 (siehe S. 48, 67, 129, 130).
- [55] Gündogdu, A.: „**Untersuchung zum Einfluss der Spritzlochgeometrie von Einspritzventilen auf die Sprayaufbereitung für die Benzindirekteinspritzung**“. Diplomarbeit. Universität Stuttgart, 2010 (siehe S. 95).
- [56] Günther, M.; Uygun, Y.; Kremer, F. und Pischinger, S.: „**Vorentflammung und Glühzündung von Ottokraftstoffen mit Bioanteilen**“. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 12 (2013), S. 994–1001 (siehe S. 44).
- [57] Goldschmidt, A. und Streitberger, H.-J.: „**BASF Handbuch Lackiertechnik**“. Vincentz Network, 2002 (siehe S. 22).

- [58] Golloch, R.: „**Downsizing bei Verbrennungsmotoren**“. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2005 (siehe S. 12).
- [59] Graf, N.: „**Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz organischer Moleküle zur Visualisierung von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen**“. Dissertation. Universität Heidelberg, 2003 (siehe S. 63).
- [60] Greff, A.; Brandl, A.; Schulze, T. und Kapphan, F.: „**Erweiterter Bereich optimaler Verbrennung im Flex-Fuel-Betrieb**“. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 9 (2011), S. 668–673 (siehe S. 42).
- [61] Grill, M.: „**Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren**“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2006 (siehe S. 71).
- [62] Grote, K.-H. und Feldhusen, J., Hrsg.: „**Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau**“. 21. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2005 (siehe S. 59).
- [63] Grzeszik, R.: „**Laserinduzierte Fluoreszenz und Flammenemissionsspektroskopie zur Charakterisierung des Gemischbildungsprozesses bei wand- und luftgeführten Brennverfahren mit Benzindirekteinspritzung**“. Dissertation. Universität Bielefeld, 2002 (siehe S. 66, 70).
- [64] Hahn, H.-D.; Dämbkes, G. und Rupprich, N.: „**Butanols**“. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry - Alcohols*. Wiley-VCH, Weinheim, 2002 (siehe S. 22, 35).
- [65] Hengartner, T.: „**Genussmittel - Ein kulturgeschichtliches Handbuch**“. Hrsg. von C. M. Merki. Campus Verlag - Frankfurt/New York, 1999 (siehe S. 34).
- [66] Henle, A.: „**Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor**“. Dissertation. Technische Universität München, 2006 (siehe S. 54).
- [67] Herrmann, A.; Krüger, C.; Schaupp, U.; Arndt, S.; Gartung, K.; Hübel, M.; Spicher, U. und Velji, A.: „**Numerische und diagnostische Analyse der Strahlausbreitung und Randwirbelbildung von Piezo-A-Düsen und ihre Sensitivität zur Düseninnenströmung**“. 8. *Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik, Baden-Baden*. 2008 (siehe S. 97).
- [68] Hertler, D.: „**Partikelemission von Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Experimentelle Charakterisierung des Einflusses der Kraftstoffaufbereitung und Gemischbildung**“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2012 (siehe S. 54, 88).
- [69] Hettinger, A.: „**Identifikation der Stellgrößen im Luft- und Kraftstoffpfad und deren Einfluss auf die Steuerung eines aufgeladenen Ottomotors an der Klopfgrenze**“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 2012 (siehe S. 13, 72).



- [70] Heywood, J.: „**Internal Combustion Engine Fundamentals**“. McGraw-Hill, Inc. New York, 1988 (siehe S. 13).
- [71] Hofmann, P.; Holub, F.; List, R.; Winter, S.; Urbanek, M. und Geringer, B.: „**Potenzial von Ethanol Blends in modernen Ottomotoren**“. 11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz. 2007 (siehe S. 44, 45).
- [72] Hohenberg, G.: „**Druckmessung und Druckauswertung zur Ermittlung der Energieumsetzung**“. Abschlussbericht Nr. R430. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), 1983 (siehe S. 71).
- [73] Hohenthal, M.-Y. v.: „**Zwischen Acker und Labor**“. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 12 (2010), S. 852–858 (siehe S. 21, 39).
- [74] Huss, A.; Maas, H. und Hass, H.: „**JEC Well-To-Wheels Analysis - Well-to-Wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context**“. Joint Research Center, 2013 (siehe S. 18).
- [75] Iorio, S. di; Lazzaro, M.; Sementa, P.; Vaglieco, B. und Catapano, F.: „**Use of Renewable Oxygenated Fuels in Order to Reduce Particle Emissions from a GDI High Performance Engine**“. SAE Paper 2011-01-0628, 2011 (siehe S. 46).
- [76] Ipp, W.; Wagner, V.; Krämer, H.; Wensing, M.; Leipertz, A.; Arndt, S. und Jain, A. K.: „**Spray Formation of High Pressure Swirl Gasoline Injectors Investigated by Two-Dimensional Mie and LIEF Techniques**“. SAE Paper 1999-01-0498, 1999 (siehe S. 91).
- [77] Janetzky, B.: „**Innovative Messtechnik für Einspritzsysteme**“. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. VI (2010), S. 165–176 (siehe S. 50).
- [78] Janus, B.: „**Laseroptische Untersuchungen in einer generischen Gasturbinenbrennkammer**“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2005 (siehe S. 62).
- [79] Jelden, H.: „**VW Lupo, the world's first 3-liter car**“. SAE Paper 2000-01-C044, 2000 (siehe S. 20).
- [80] Jeuland, N.; Montagne, X. und Gautrot, X.: „**Potentiality of Ethanol as a Fuel for Dedicated Engine**“. *Which Fuels For Low CO<sub>2</sub> Engines?* Editions Technip, Paris, 2004, S. 7–19 (siehe S. 49).
- [81] Kabasin, D.; Hoyer, K.; Kazour, J.; Lamers, R. und Hurter, T.: „**Heated Injectors for Ethanol Cold Starts**“. SAE Paper 2009-01-0615, 2009 (siehe S. 42).
- [82] Kachani, D. B.: „**Untersuchung des Zusammenhanges zwischen Umsatzrate, Ionenproduktion und Strahlungsemission in Kohlenwasserstoffflammen**“. Dissertation. Technische Hochschule Aachen, 1989 (siehe S. 68).
- [83] Kainer, F.: „**Kohlenwasserstoff-Synthese nach Fischer-Tropsch**“. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1950 (siehe S. 34).

- [84] Kapus, P. E.; Fuerhapter, A.; Fuchs, H. und Fraidl, G. K.: „**Ethanol Direct Injection on Turbocharged SI Engines - Potential and Challenges**“. SAE Paper 2007-01-1408, 2007 (siehe S. 41, 45).
- [85] Kar, K.; Cheng, W. und Ishii, K.: „**Effects of Ethanol Content on Gasohol PFI Engine Wide-Open-Throttle Operation**“. SAE Paper 2009-01-1907, 2009 (siehe S. 43–45).
- [86] Ketterle, W.; Schäfer, M.; Arnold, A. und Wolfrum, J.: „**2D Single Shot Imaging of OH Radicals Using Tunable Excimer Lasers**“. *Applied Physics B*, Bd. 54 (1992), S. 109–112 (siehe S. 64).
- [87] Korte, V.; Fraser, N.; Rückauf, J.; Harms, K.; Miersch, J.; Brandt, M.; Münz, S. und Rauscher, M.: „**Das MAHLE-Bosch Downsizing Demonstrator Fahrzeug**“. 19. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2010 (siehe S. 118).
- [88] Kosaric, N.; Duvnjak, Z.; Farkas, A.; Sahm, H.; Bringer-Meyer, S.; Goebel, O. und Mayer, D.: „**Ethanol**“. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry - Alcohols*. Wiley-VCH, Weinheim, 2002 (siehe S. 22, 35).
- [89] Kovarik, B.: „**Henry Ford, Charles Kettering and the Fuel of the Future**“. *Automotive History Review*, Bd. (1998), S. 7–27 (siehe S. 1, 39, 40).
- [90] Köpke, M.: „**Genetische Veränderung von Clostridium Ijundahlia zur Produktion von 1-Butanol aus Synthesegas**“. Dissertation. Universität Ulm, 2009 (siehe S. 35, 36).
- [91] Kraus, E.: „**Simulation der vorgemischten Verbrennung in einem realen Motor mit dem Level-Set-Ansatz**“. Dissertation. Universität Tübingen, 2007 (siehe S. 33).
- [92] Kulzer, A.: „**Startoptimierung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung mittels eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells**“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2004 (siehe S. 70).
- [93] Kuratle, R.: „**Motorenmeßtechnik**“. 1. Auflage. Vogel Fachbuchverlag, Würzburg, 1995 (siehe S. 72).
- [94] Lang, G.: „**Reference Fuels Manual**“. 4. CEC P-17-97. CEC - Co-Ordinating Council for the Development of Performance Tests for Transportation Fuels, Lubricants und other Fluids. 2001 (siehe S. 47).
- [95] Lappe, P. und Hofmann, T.: „**Pentanols**“. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry - Alcohols*. Wiley-VCH, Weinheim, 2002 (siehe S. 22).
- [96] Lefebvre, A. H.: „**Atomization and Sprays**“. Hemisphere Publishing Corp., Taylor & Francis Group, New York, 1989 (siehe S. 95).

- [97] Lejsek, D.: „**Berechnung des instationären Wandwärmeübergangs im Hochlauf von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung**“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2009 (siehe S. 70).
- [98] Li, Y.; Zhao, H. und Brouzos, N.: „**CAI Combustion with Methanol and Ethanol in an Air-Assisted Direct Injection SI Engine**“. SAE Paper 2008-01-1673, 2008 (siehe S. 31).
- [99] List, R.: „**Potenzialbewertung von Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen im ottomotorischen Betrieb**“. Dissertation. Technische Universität Wien, 2008 (siehe S. 41).
- [100] List, R.; Hofmann, P. und Urbanek, M.: „**The Effect if Bio-Ethanol Mixtures on the SI-Engine Operation**“. *Technische Akademie Esslingen*. 2007 (siehe S. 45).
- [101] Maaß, J.: „**Gemischbildung im Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren**“. Dissertation. Universität Magdeburg, 2004 (siehe S. 66).
- [102] Marriott, C.; Wiles, M.; Gwidt, J. und Parrish, S.: „**Development of a Naturally Aspirated Spark Ignition Direct-Injection Flex-Fuel Engine**“. SAE Paper 2008-01-0319, 2008 (siehe S. 42–44).
- [103] Melton, L. A.: „**Spectrally Separated Fluorescence Emissions for Diesel Fuel Droplets and Vapor**“. *Applied Optics*, Bd. 22 (1983), S. 2224–2226 (siehe S. 64).
- [104] Menrad, H. und König, A.: „**Alkoholkraftstoffe**“. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1982 (siehe S. 22, 27–30, 32–34, 41).
- [105] Merker, G. P.; Schwarz, C.; Stiesch, G. und Otto, F.: „**Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung**“. Vieweg & Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006 (siehe S. 24, 29, 126, 131).
- [106] Mitchel, D.: „**A Note on Rising Food Prices**“. *Policy Research Working Paper No. 4682*. The World Bank - Development Prospects Group, 2008 (siehe S. 21).
- [107] Müller, E.: „**Verbrennungskraftmaschinen I - IV**“. Vorlesungsumdruck, Technische Universität Braunschweig, 2004/2005 (siehe S. 7).
- [108] Müller, S. H. R.: „**Analysis of In-Cylinder Processes of an Internal Combustion Engine with Direct-Injection Using High-Speed Laser Diagnostics**“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2012 (siehe S. 54, 130).
- [109] Müller, S. H. R.; Böhm, B.; Gleißner, M.; Grzeszik, R.; Arndt, S. und Dreizler, A.: „**Flow Field Measurements in an Optically Accessible, Direct-Injection Spray-Guided Internal Combustion Engine Using High-Speed PIV**“. *Experiments in Fluids*, Bd. 48 (2 2010), S. 281–290 (siehe S. 109).
- [110] Müller, T.: „**Laserdiagnostische Verfahren zur Spray- und Gemischbildungsanalyse**“. Dissertation. Universität Bielefeld, 2002 (siehe S. 65, 66).

- [111] Möser, P.: „**Zeitlich hochaufgelöste emissionsspektroskopische Untersuchung des Verbrennungsvorgangs im Otto-Motor**“. Dissertation. Technische Hochschule Aachen, 1995 (siehe S. 69).
- [112] Nakata, K.; Utsumi, S.; Ota, A.; Kawatake, K.; Kawai, T. und Tsunooka, T.: „**The Effect of Ethanol Fuel on a Spark Ignition Engine**“. SAE Paper 2006-01-3380, 2006 (siehe S. 43–45).
- [113] Nauwerck, A.: „**Untersuchung der Gemischbildung in Ottomotoren mit Direkteinspritzung bei strahlgeführtem Brennverfahren**“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 2006 (siehe S. 61).
- [114] Ohrnberger, T.: „**Einspritzdüsenauslegung und Brennraumgeometrien für ein direkteinspritzendes 2-Ventil-Dieselmotorenverfahren**“. Dissertation. Technische Universität München, 2010 (siehe S. 54).
- [115] OICA: „**2005-2012 Sales Statistics**“. International Organization of Motor Vehicle Manufacturers. (aufgerufen am 25.11.2013). URL: <http://www.oica.net/category/sales-statistics/> (siehe S. 17).
- [116] OICA: „**2012 Production Statistics**“. International Organization of Motor Vehicle Manufacturers. (aufgerufen am 25.11.2013). URL: <http://www.oica.net/category/production-statistics/2012-statistics/> (siehe S. 17).
- [117] Olivier, J.; Janssens-Maenhout, G.; Muntean, M. und Peters, J.: „**Trends in Global CO<sub>2</sub> Emissions: 2013 Report**“. PBL Netherlands Environmental Assessment Agency, 2013 (siehe S. 18).
- [118] Pana, C.; Negurescu, N.; Popa, G.; Cernat, A. und Soare, D.: „**Aspects of the Use of Ethanol in Spark Ignition Engine**“. SAE Paper 2007-01-2040, 2007 (siehe S. 43–45).
- [119] Papa, A. J.: „**Propanols**“. *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry - Alcohols*. Wiley-VCH, Weinheim, 2002 (siehe S. 22, 35).
- [120] Pearson, R. J.; Turner, J. W. G.; Eisaman, M. D. und Littau, K. A.: „**Extending the Supply of Alcohol Fuels for Energy Security and Carbon Reduction**“. SAE Paper 2009-01-2764, 2009 (siehe S. 40).
- [121] Persson, H.; Sjöholm, J.; Kristensson, E.; Johansson, B.; Richter, M. und Aldén, M.: „**Study of Fuel Stratification on Spark Assisted Compression Ignition (SACI) Combustion with Ethanol Using High Speed Fuel PLIF**“. SAE-Paper 2008-01-2401, 2008 (siehe S. 67).
- [122] Pischinger, R.; Klell, M. und Sams, T.: „**Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine**“. Hrsg. von H. List. 3. Aufl. Der Fahrzeugantrieb. Springer-Verlag, Wien, 2009 (siehe S. 22, 26, 29, 30).

- [123] Pischinger, S.: „**Kraftstoffkennzahlen Biofuels Otto-DI**“. Zwischenbericht R564. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. (FVV), 2013 (siehe S. 32).
- [124] Pischinger, S.: „**Verbrennungskraftmaschinen I**“. 26. Auflage. Vorlesungsumdruck. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Hochschule Aachen, 2007 (siehe S. 22, 30).
- [125] Price, P.; Twiney, B.; Stone, R.; Kar, K. und Walmsley, H.: „**Particulate and Hydrocarbon Emissions from a Spray Guided Direct Injection Spark Ignition Engine with Oxygenate Fuel Blends**“. SAE Paper 2007-01-0472, 2007 (siehe S. 45, 46).
- [126] Reissing, J.: „**Spektroskopische Untersuchungen an einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung**“. Dissertation. Universität Karlsruhe, 1999 (siehe S. 69).
- [127] Rogler, P.: „**Lambdaquantifizierung mittels laseroptischer Messmethoden am aufgeladenen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung**“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2010 (siehe S. 59, 66, 91, 99).
- [128] Ruck, B.: „**Laser-Doppler-Anemometrie**“. AT-Fachverlag GmbH, Stuttgart, 1987 (siehe S. 60).
- [129] Rust, H.: „**Das kleine Schwarze - Jugendliche Autoträume als Herausforderung für das Zukunftsmanagement**“. VS Verlag für Sozialwissenschaften / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011 (siehe S. 20).
- [130] Ruthenberg, I.: „**Laserspektroskopische Analyse eines strahlgeführten Brennverfahrens der Benzindirekteinspritzung**“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2005 (siehe S. 66, 69, 70).
- [131] Schaupp, U.; Laudenbach, N.; Sauter, W.; Fischer, J.; Bezner, M. und Waltner, A.: „**Spray- und Mengenanforderungen an Einspritzsysteme für Otto-DI-Motoren zur Erfüllung zukünftiger Verbrauchs- und Emissionsziele**“. *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, Bd. VI (2010), S. 232–249 (siehe S. 11).
- [132] Schintzel, K. und Willand, J.: „**Klopfphänomene am Beispiel ausgewählter Motoren der Volkswagen AG**“. *Klopfregelung für Ottomotoren*, Bd. II (2006), S. 96–118 (siehe S. 13).
- [133] Schrödinger, E.: „**Quantisierung als Eigenwertproblem**“. *Annalen der Physik*, Bd. 79 (1926), S. 489–527 (siehe S. 62).
- [134] Schulz, C. und Sick, V.: „**Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems**“. *Progress in Energy and Combustion Science*, Bd. 31 (2005), S. 75–121 (siehe S. 63, 67).

- [135] Schumacher, B.: **„Untersuchungen zur Aufbereitung und Umwandlung von Energiepflanzen in Biogas und Bioethanol“**. Dissertation. Universität Hohenheim, 2008 (siehe S. 36).
- [136] Schwaderlapp, M.; Adomeit, P.; Kolbeck, A. und Thewes, M.: **„Ethanol und sein Potenzial für Downsizing- Motorenkonzepte“**. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 2 (2012), S. 120–125 (siehe S. 33, 43).
- [137] Seibel, C.: **„Weiterentwicklung kombinierter experimenteller und numerischer Methoden zur Optimierung der Gemischbildung bei der Benzindirekteinspritzung“**. Dissertation. Universität Stuttgart, 2005 (siehe S. 61).
- [138] Sennekamp, P.: **„Das Gas könnte in drei Tagen wieder strömen“**. Braunschweiger Zeitung. Ausgabe vom 10. Jan. 2009 (siehe S. 18).
- [139] Serras-Pereira, J.; Aleiferis, P. G.; Richardson, D. und Wallace, S.: **„Characteristics of Ethanol, Butanol, Iso-Octane and Gasoline Sprays and Combustion from a Multi-Hole Injector in a DISI Engine“**. SAE Paper 2008-01-1591, 2008 (siehe S. 44).
- [140] **„SGS Gasoline Worldwide Fuel Survey - Summer 2012“**. SGS Germany GmbH, 2012 (siehe S. 48).
- [141] Smith, J. und Sick, V.: **„The Prospects of Using Alcohol-Based Fuels in Stratified-Charge Spark-Ignition Engines“**. SAE Paper 2007-01-4034, 2007 (siehe S. 42, 44).
- [142] Spicher, U. und Rothe, M.: **„Strategien zur Optimierung des Klopfverhaltens von Ottomotoren“**. *Klopfregelung für Ottomotoren*, Bd. II (2006), S. 76–95 (siehe S. 13).
- [143] Stan, C.; Tröger, R. und Stanciu, A.: **„Direct Injection of Variable Gasoline / Methanol Mixtures: A Future Potential of SI Engines“**. SAE Paper 2000-01-2904, 2000 (siehe S. 41).
- [144] Stan, C.; Tröger, R.; Grimaldi, C. und Postrioti, L.: **„Direct Injection of Variable Gasoline / Methanol Mixtures: Injection and Spray Characteristics“**. SAE Paper 2001-01-0966, 2001 (siehe S. 41).
- [145] Stein, R.; House, C. und Leone, T.: **„Optimal Use of E85 in a Turbocharged Direct Injection Engine“**. SAE Paper 2009-01-1490, 2009 (siehe S. 43, 45).
- [146] Sword, B.; Vilardo, J. und Macduff, M.: **„Fuel Additive Performance in Blends of Ethanol with Gasoline“**. *Technische Akademie Esslingen*. 2007 (siehe S. 49).
- [147] Taniguchi, S.; Yoshida, K. und Tsukasaki, Y.: **„Feasibility Study of Ethanol Applications to a Direct Injection Gasoline Engine“**. SAE Paper 2007-01-2037, 2007 (siehe S. 45).

- [148] Thewes, M.: „**Untersuchung und Bewertung von alternativen Kraftstoffen für den Einsatz in modernen DI-Ottomotoren**“. Abschlussbericht Heft 964. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV), 2012 (siehe S. 40).
- [149] Thewes, M.; Müther, M.; Brassat, A.; Pischinger, S. und Sehr, A.: „**Analysis of the Effect of Bio-Fuels on the Combustion in a Downsized DI SI Engine**“. SAE Paper 2011-01-1991, 2011 (siehe S. 43, 45, 46).
- [150] Tremmel, O.: „**Potenziale variabler Einspritzsysteme für die Benzin-Direkteinspritzung**“. Dissertation. Universität Hannover, 2007 (siehe S. 91).
- [151] Uhl, M.: „**Simultane laseroptische Detektion der flüssigen und dampfförmigen Phase bei der Diesel Direkteinspritzung**“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2004 (siehe S. 64).
- [152] United States Congress, 109th: „**Energy Policy Act of 2005**“. Pub.L. 109-58. Verordnung. 2005 (siehe S. 40).
- [153] Veloo, P. S.; Wang, Y. L.; Egolfopoulos, F. N. und Westbrook, C. K.: „**A Comparative Experimental and Computational Study of Methanol, Ethanol, and n-Butanol Flames**“. *Combustion and Flame*, Bd. 157(10) (2010), S. 1989–2004 (siehe S. 33).
- [154] Wallner, T.; Ickes, A. und Lawyer, K.: „**Analytical assessment of C2-C8 alcohols as spark-ignition engine fuels**“. *FISITA World Automotive Congress*. 2012 (siehe S. 22).
- [155] Waltner, A.; Lückert, P.; Schaupp, U.; Rau, E.; Kemmler, R. und Weller, R.: „**Die Zukunftstechnologie des Ottomotors: Strahlgeführte Direkteinspritzung mit Piezo-Injektor**“. 27. *Internationales Wiener Motorensymposium*. Bd. 2. Fortschritts-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 622. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006, S. 24–43 (siehe S. 136).
- [156] Wandschneider, A.: „**Grenzflächenspannung und Diffusion von ionischen Flüssigkeiten und ihren binären Mischungen**“. Dissertation. Universität Rostock, 2008 (siehe S. 22).
- [157] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Kulzer, A.; Knopf, M. und Bargende, M.: „**Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren**“. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 2 (2005), S. 120–124 (siehe S. 71, 144).
- [158] Westphal, K.: „**Russisches Erdgas, ukrainische Röhren, europäische Versorgungssicherheit - Lehren und Konsequenzen aus dem Gasstreit 2009**“. Stiftung Wissenschaft und Politik - Deutsches Institut für Internationale Politik und Sicherheit, 2009 (siehe S. 18).

- [159] Whitaker, P.; Shen, Y.; Spanner, C.; Fuchs, H.; Agarwal, A. und Byrd, K.: **„Development of the Combustion System for a Flexible Fuel Turbocharged Direct Injection Engine“**. SAE Paper 2010-01-0585, 2010 (siehe S. 43, 45).
- [160] Williams, J.; Goodfellow, C.; Lance, D.; Ota, A.; Nakata, K. und Kawatake, K.: **„Impact of Butanol and Other Bio-Components on the Thermal Efficiency of Prototype and Conventional Engines“**. SAE Paper 2009-01-1908, 2009 (siehe S. 43, 44).
- [161] Wirth, R.: **„Entwicklung von kombinativen optischen Meßtechniken zur Untersuchung der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Zündung unter dieselmotorischen Temperaturen und Drücken“**. Dissertation. Universität Stuttgart, 1997 (siehe S. 64).
- [162] Woschni, G.: **„Die Berechnung der Wandwärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren“**. *Motortechnische Zeitschrift*, Bd. 31 (1970), S. 491–499 (siehe S. 71).
- [163] Zeng, W.; Xu, M.; Zhang, M.; Zhang, Y. und Cleary, D.: **„Characterization of Methanol and Ethanol Sprays from Different DI Injectors by Using Mie-scattering and Laser Induced Fluorescence at Potential Engine Cold-start Conditions“**. SAE Paper 2010-01-0602, 2010 (siehe S. 41).
- [164] Zhu, G.; Stuecken, T.; Schock, H.; Yang, X.; Hung, D. und Fedewa, A.: **„Combustion Characteristics of a Single-Cylinder Engine Equipped with Gasoline and Ethanol Dual-Fuel Systems“**. SAE Paper 2008-01-1767, 2008 (siehe S. 45).
- [165] Zimmermann, F. P.: **„New approaches for optical and microoptical diagnostics in IC engines“**. Dissertation. Universität Heidelberg, 2006 (siehe S. 67).



# Anhang

## A Stoffwerte

Tabelle A.1: Stoffeigenschaften der verwendeten Kraftstoffe

				Oecokraft 4T	CEC	Ethanol	n-Butanol
weitere Bezeichnung				-	RF-08-A-85	Ethylalkohol	1-Butanol
Summenformel				-	-	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH
CAS-Nr.				-	-	64-17-5	71-36-3
Dichte	$\rho$	in kg/m <sup>3</sup>		686,1	763,0	789,8	809,8
Heizwert	H <sub>u</sub>	in MJ/kg		45,13	42,64	26,86	33,1
kin. Viskosität	$\nu$	in mm <sup>2</sup> /s		0,53	0,62	1,52	3,64
Oberflächen- spannung	$\sigma$	in mN/m		20,00	21,70	22,03	24,67
Brechungsindex	n <sub>B</sub>			-	-	1,3638	1,398
spez. Verdampfungs- enthalpie	$\Delta_v H$	in kJ/kg		335	-	813	625
Siedetemperatur	T <sub>S</sub>	in °C		33...130	33...298	78	118
molare Masse	M	in g/mol		104,00	101,30	46,07	74,12
spez. Gaskonstante	R <sub>s</sub>	in J/(kgK)		79,95	82,08	180,48	112,17
C-Anteil	$\omega_C$	in %		83,90	87,00	52,14	64,82
H-Anteil	$\omega_H$	in %		16,10	12,97	13,13	13,60
O-Anteil	$\omega_O$	in %		-	0,03	34,73	21,59
stöch. Luftbedarf	L <sub>st</sub>	in kg <sub>L</sub> /kg <sub>Kr</sub>		15,18	14,46	8,97	11,15
Flammpunkt	T <sub>F</sub>	in °C		-	-	13	34
Zündtemperatur	T <sub>Z</sub>	in °C		-	-	425	380
Dampfdruck	p <sub>vp</sub>	in kPa		57,1 <sup>1</sup>	60,1 <sup>1</sup>	18,0 <sup>1</sup>	11,0 <sup>1</sup>
Research-Oktananzahl	ROZ			-	95	107...130	94...98
Motor-Oktananzahl	MOZ			-	-	90...96	78...84

alle Werte bei Standardbedingungen (T = 20 °C, p = 1013 mbar), sofern nicht angegeben

<sup>1</sup> bei 37,8 °C (DVPE)

## B Motordaten

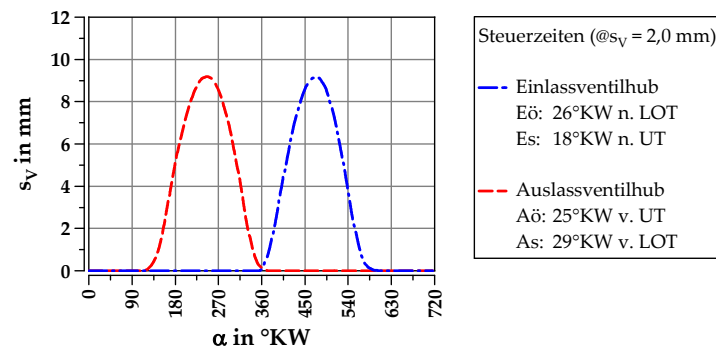


Abbildung B.1: Ventilhubkurven der verwendeten Einzylindermotoren

## C Datenfilterung am HDA

Abbildung C.1 zeigt den Einfluss der Datenfilterung auf die Messergebnisse am HDA. Im linken Diagramm sind die ungefilterten Rohdaten der Einspritzrate eines Ringspaltventils für verschiedene Kraftstoffe über der Zeit nach Ansteuerbeginn  $t_{n, ASB}$  aufgetragen. Im rechten Diagramm sind die mittels Filterfunktion geglätteten Verläufe der Einspritzraten abgebildet.

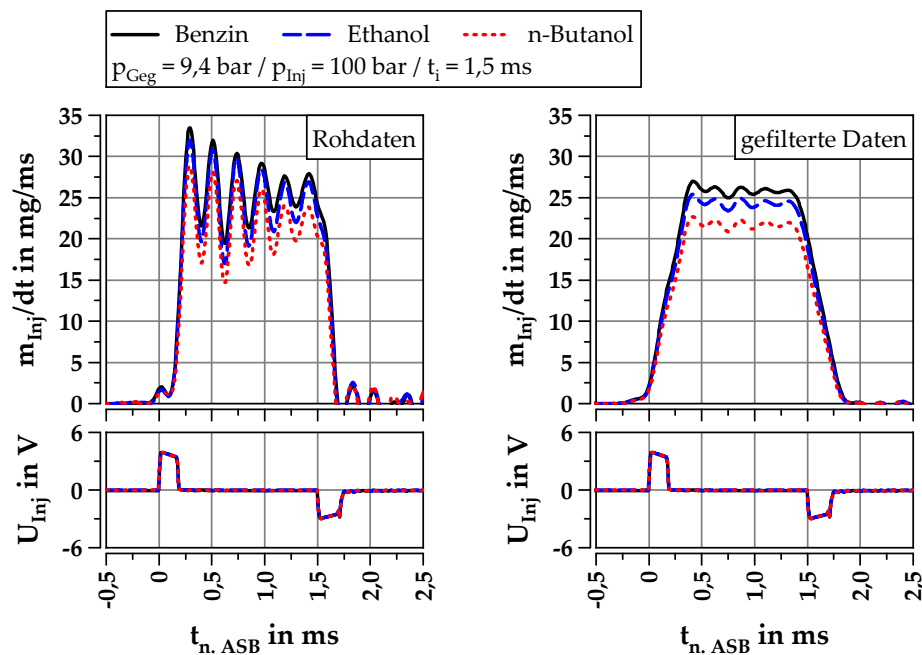


Abbildung C.1: Einfluss der Datenfilterung auf den Verlauf der Einspritzrate des Ringspaltventils

Hierbei erfolgt die Glättung der Daten mit einem gleitenden Mittelwert. Die Funktion wird auf die Originaldaten angewendet. Im Anschluss wird die Differenz zwischen den Originaldaten und den gefilterten Daten berechnet. Aus dieser Abweichung wird das Maximum bestimmt und mit dem neuen Faktor multipliziert. Dabei werden alle Punkte in den Originaldaten gesucht, deren Abweichung größer sind als das Produkt aus maximaler Abweichung und Faktor. Die gefunden Punkte werden dann wieder in das geglättete Signal eingefügt.

In den abgebildeten Verläufen ist bei den gefilterten Daten ein Anstieg in der Einspritzrate kurz vor Ansteuerbeginn zu erkennen. Dieser Anstieg ist zum einen eine Folge der Filterung der Messdaten, da mit dem Glätten der Kurven eine leichte Verschiebung der Zeitbasis einhergeht. Aufgrund der starken Pulsationen, hervorgerufen durch das nach außen öffnende Ringspaltventil, ist diese zusätzliche Glättung der Kurven jedoch notwendig, wie deutlich aus dem Diagramm der Rohdaten hervorgeht. Eine weitere Ursache für den zeitigen Anstieg der eingespritzten Kraftstoffmasse ist in der Aktorik des Ringspaltventils zu finden. Dieser Umstand wurde bereits in Kapitel 4.1 erläutert.

## D Weitere Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen

### D.1 Stationäre Bedingungen

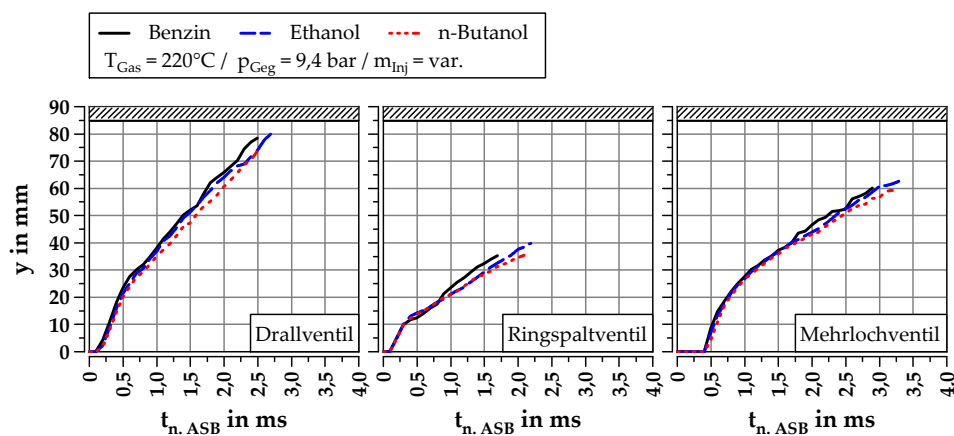


Abbildung D.1: Axiale Penetration der Flüssigphase im Schichtbetrieb bei gleichgestelltem Energieeintrag ( $H_u = 615 \text{ J}$ )

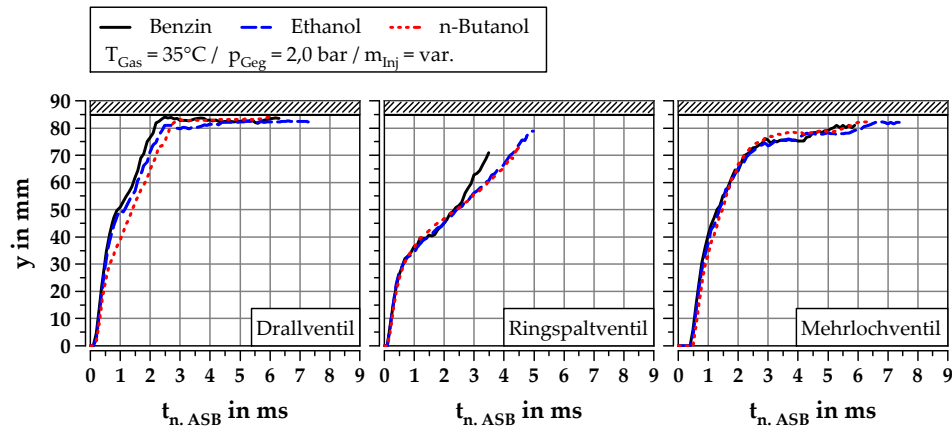


Abbildung D.2: Axiale Penetration der Flüssigphase im Homogenbetrieb bei gleichgestelltem Energieeintrag ( $H_u = 2255 \text{ J}$ )

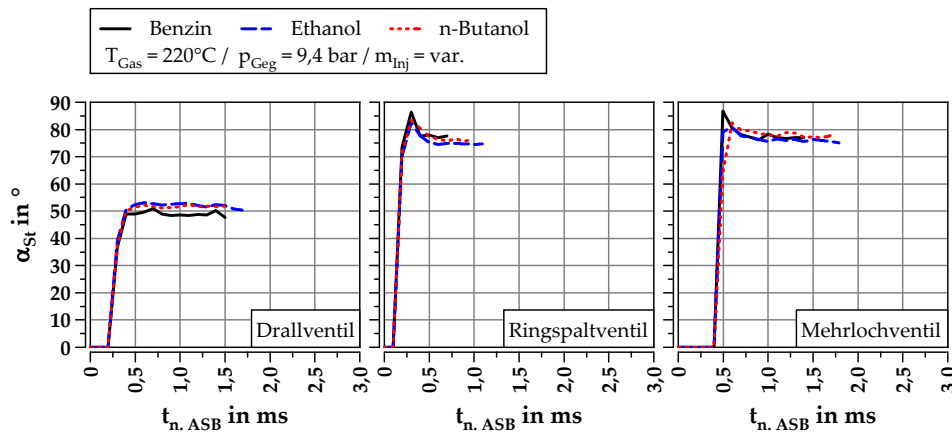


Abbildung D.3: Ausbildung des Strahlwinkels im Schichtbetrieb bei gleichgestelltem Energieeintrag ( $H_u = 615 \text{ J}$ )

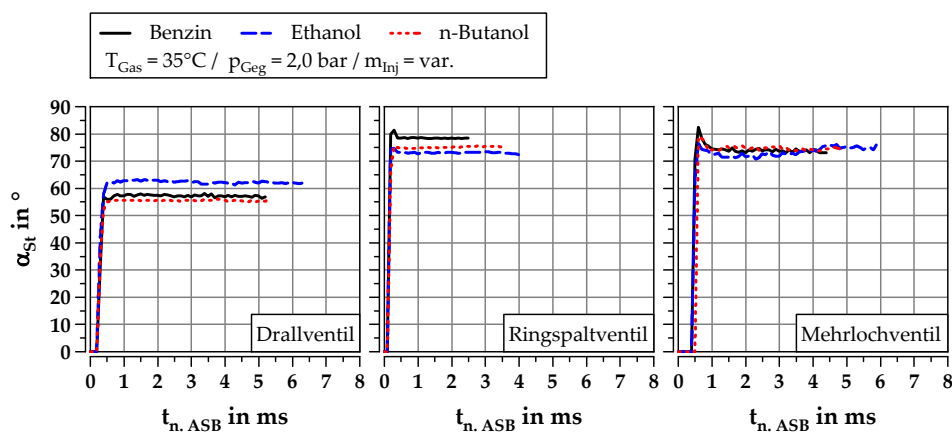


Abbildung D.4: Ausbildung des Strahlwinkels im Homogenbetrieb bei gleichgestelltem Energieeintrag ( $H_u = 2255 \text{ J}$ )

## D.2 Instationäre Bedingungen

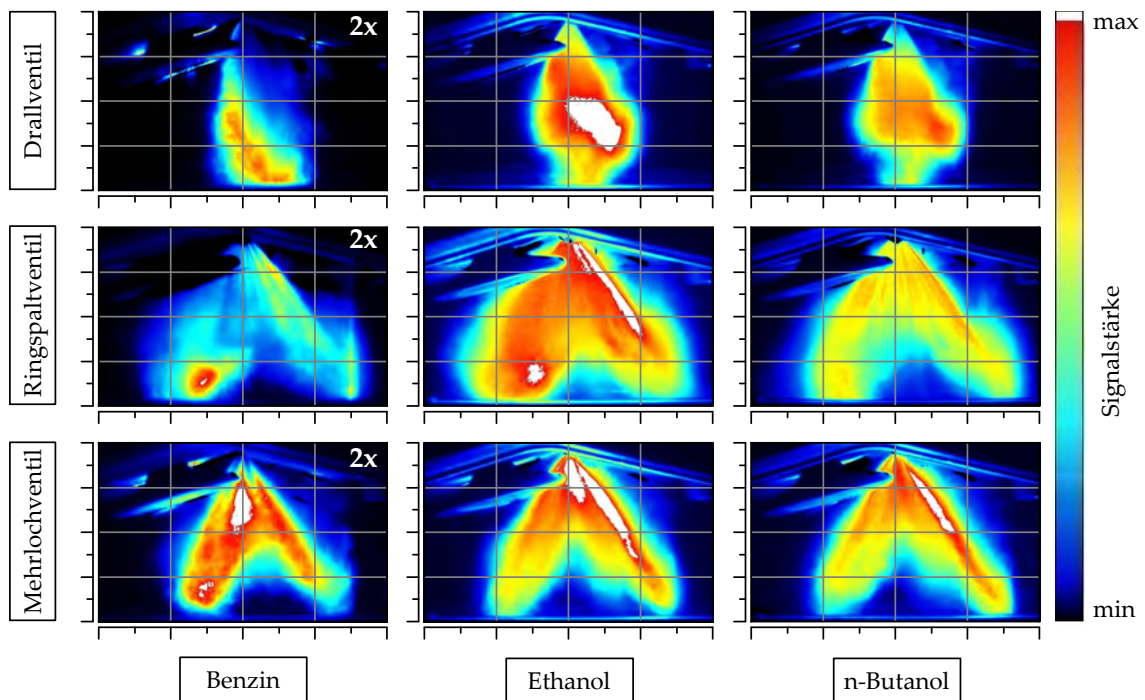


Abbildung D.5: Übersicht über die verschiedenen Spraybilder der untersuchten Ventilkonzepte im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$

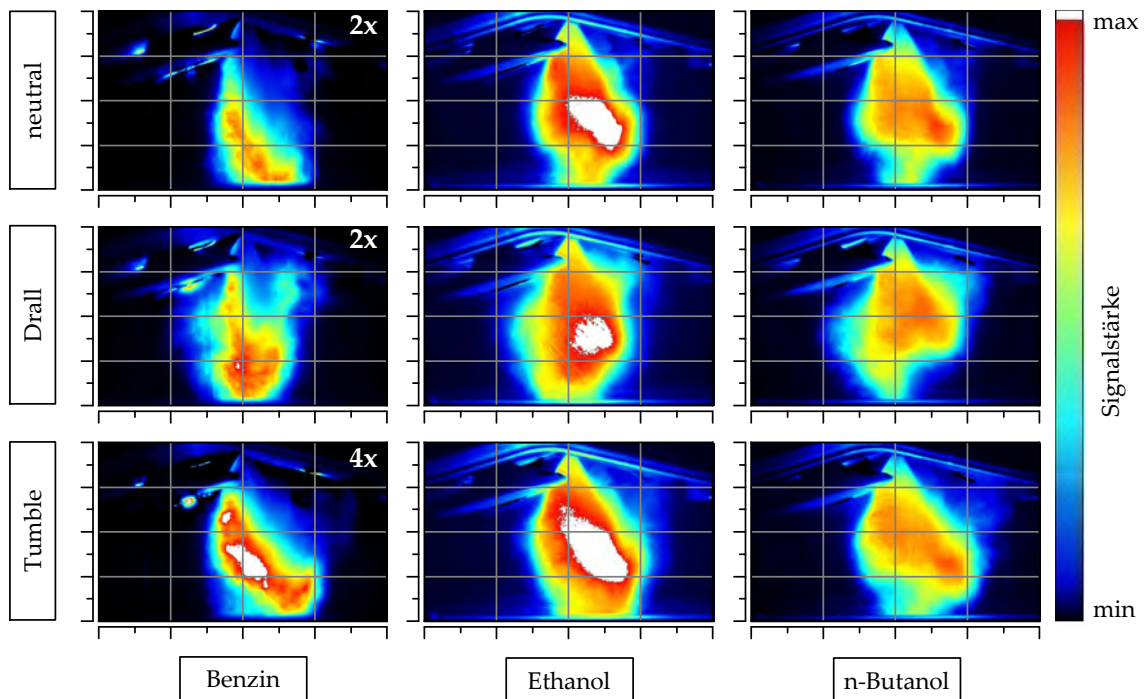
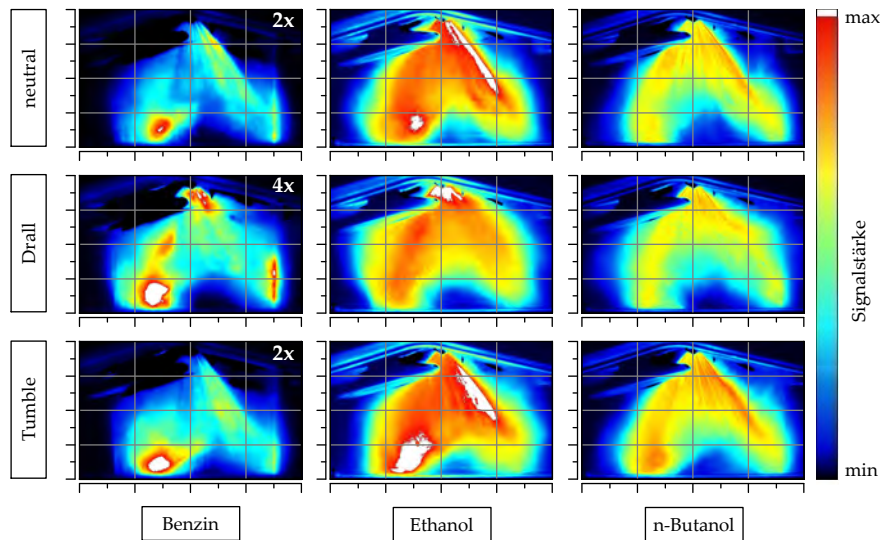
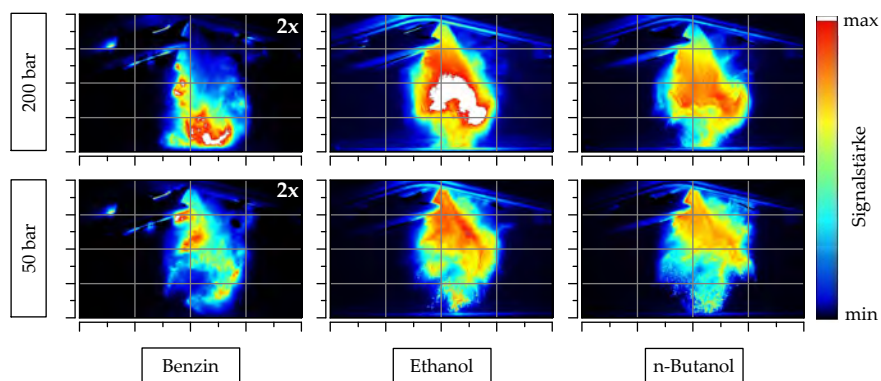


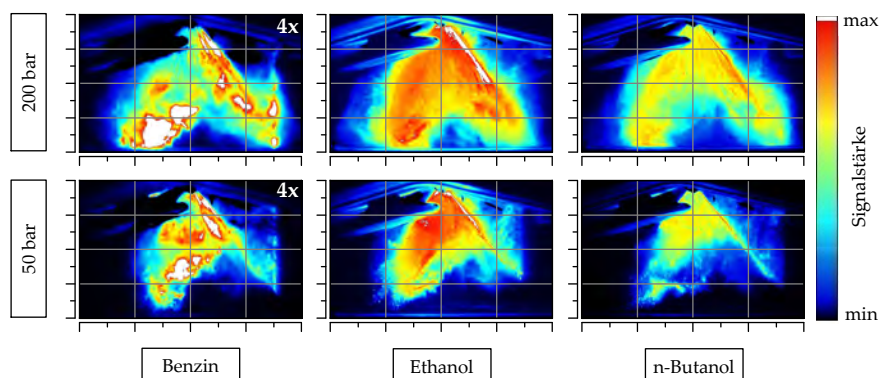
Abbildung D.6: Einfluss der Ladungsbewegung auf das Spraybild des Drallventils im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$



**Abbildung D.7:** Einfluss der Ladungsbewegung auf das Spraybild des Ringspaltventils im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$



**Abbildung D.8:** Einfluss des Einspritzdrucks auf das Spraybild eines Drallventils im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$  (Flüssigphase, Mie-Streuung, Einzelbilder)

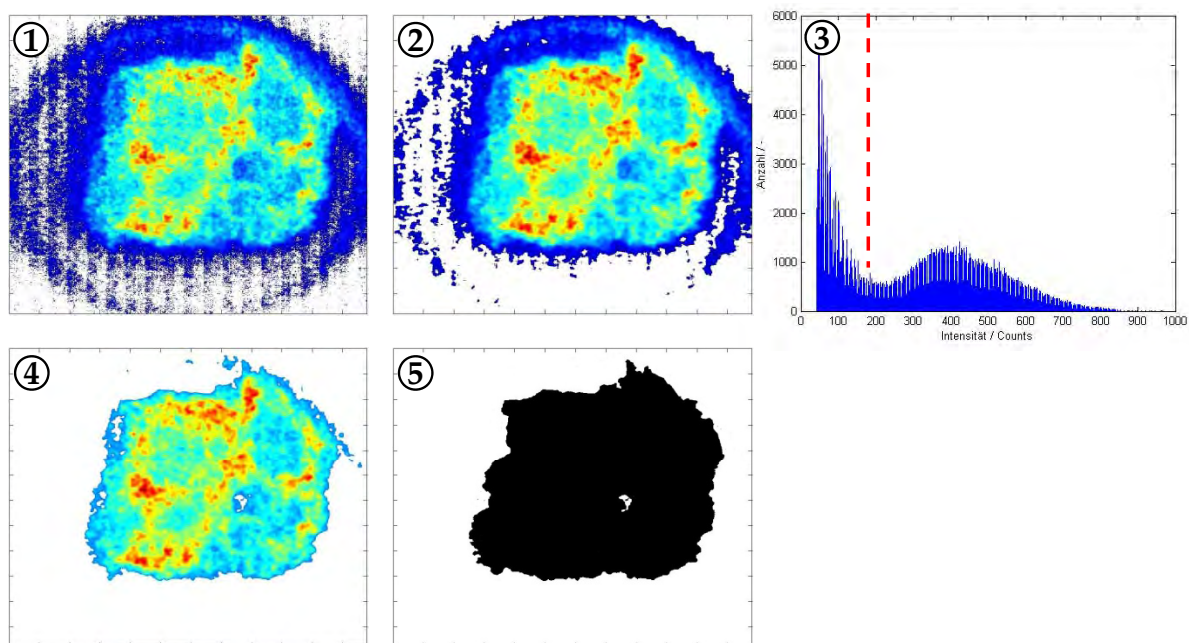


**Abbildung D.9:** Einfluss des Einspritzdrucks auf das Spraybild eines Ringspaltventils im Homogenbetrieb zum Zeitpunkt  $\alpha = -288^\circ \text{KW n. OT}$  (Flüssigphase, Mie-Streuung, Einzelbilder)



## E Datenaufbereitung Flammenuntersuchungen

Zur Analyse der Flammenfläche hinsichtlich ihres Ausbreitungsverhaltens und der Aufenthaltswahrscheinlichkeit werden die aufgenommenen Bilder nachträglich aufbereitet. Die Ergebnisse der einzelnen Bearbeitungsschritte sind in Abbildung E.1 exemplarisch für eine Aufnahme dargestellt.



**Abbildung E.1:** Post-Processing der Flammenvisualisierung:

- 1) Rohbild 2) Hintergrundkorrektur & Median-Filter 3) Histogramm
- 4) adaptiver Schwellwert 5) Binärbild

Im ersten Bearbeitungsschritt wird vom Rohbild (①) zunächst das Hintergrundrauschen entfernt und mittels Median-Filter weichgezeichnet (②). Im nächsten Schritt erfolgt eine Bestimmung der Intensitätsverteilung für jedes einzelne Bild in diskreten Intensitätsstufen. Anhand des so erhaltenen Histogramms (③) lässt sich für jedes Bild individuell ein Schwellwert ermitteln. Da die OH-Chemilumineszenz in ihrer mittleren Signalintensität von Aufnahme zu Aufnahme und Zyklus zu Zyklus schwankt, ist über diese Art der adaptiven Schwellwertermittlung sichergestellt, dass nur das Signalrauschen unterdrückt wird, die Information über den Aufenthalt der Flamme aber erhalten bleibt (④). Schlussendlich erfolgt die Flammenbestimmung inklusive Binarisierung der Aufnahme (⑤).

## F Weitere Ergebnisse der Verbrennungs- und Emissionsuntersuchungen

### F.1 Referenz-Verdichtungsverhältnis

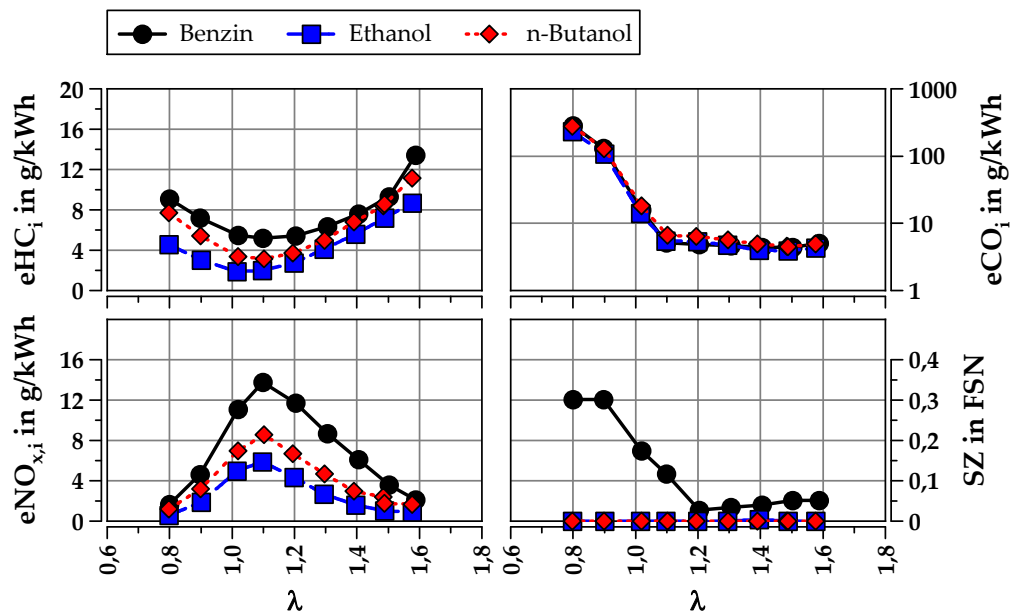


Abbildung F.1: Variation von  $\lambda$  bei niedriger Teillast

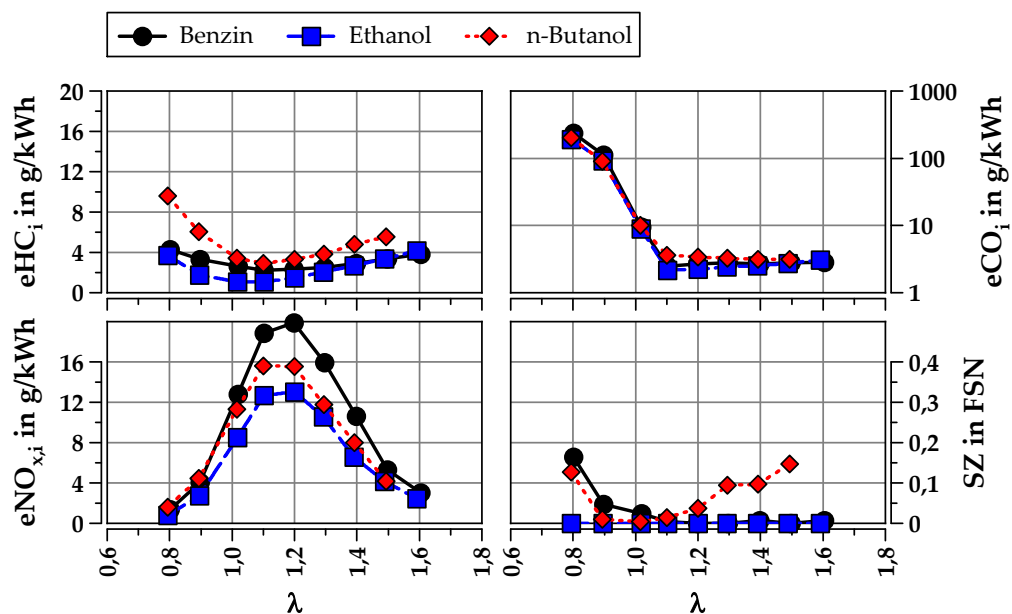


Abbildung F.2: Variation von  $\lambda$  bei hoher Last



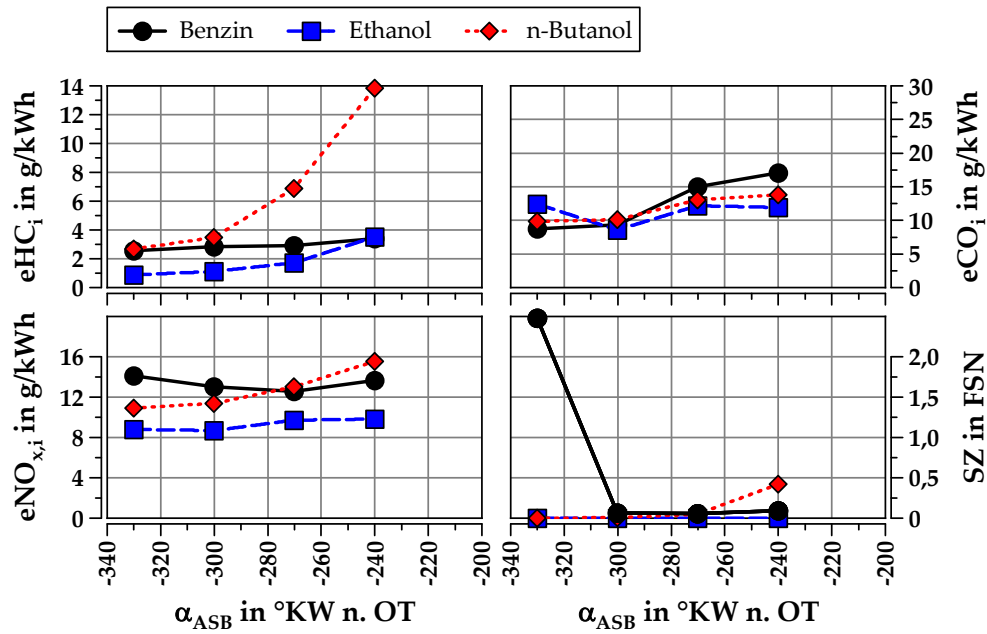


Abbildung F.3: Variation des Ansteuerbeginns bei hoher Last

## F.2 Angehobenes Verdichtungsverhältnis

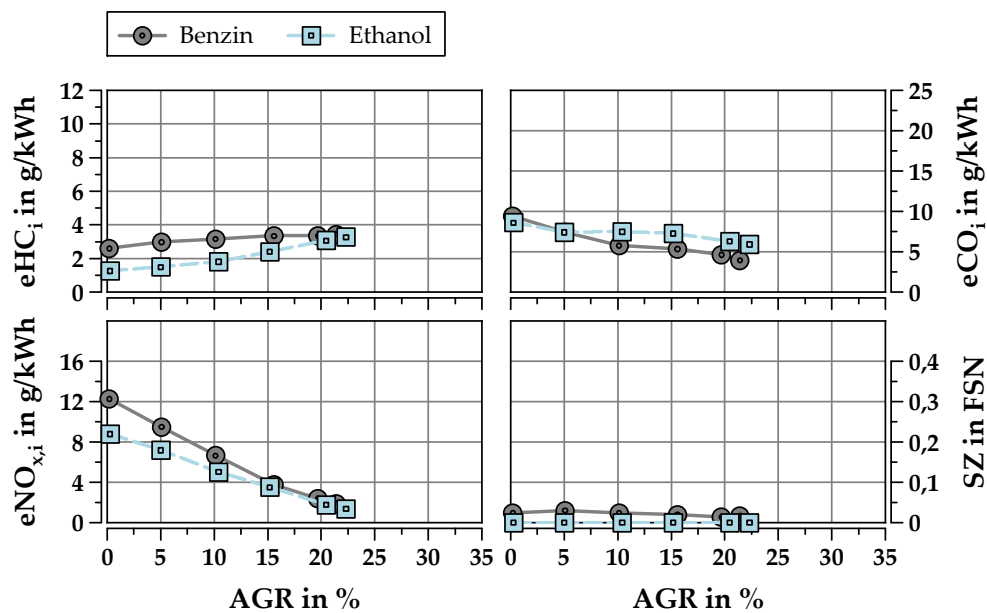


Abbildung F.4: Variation der Abgasrückföhrate bei hoher Last und angehobenem Verdichtungsverhältnis

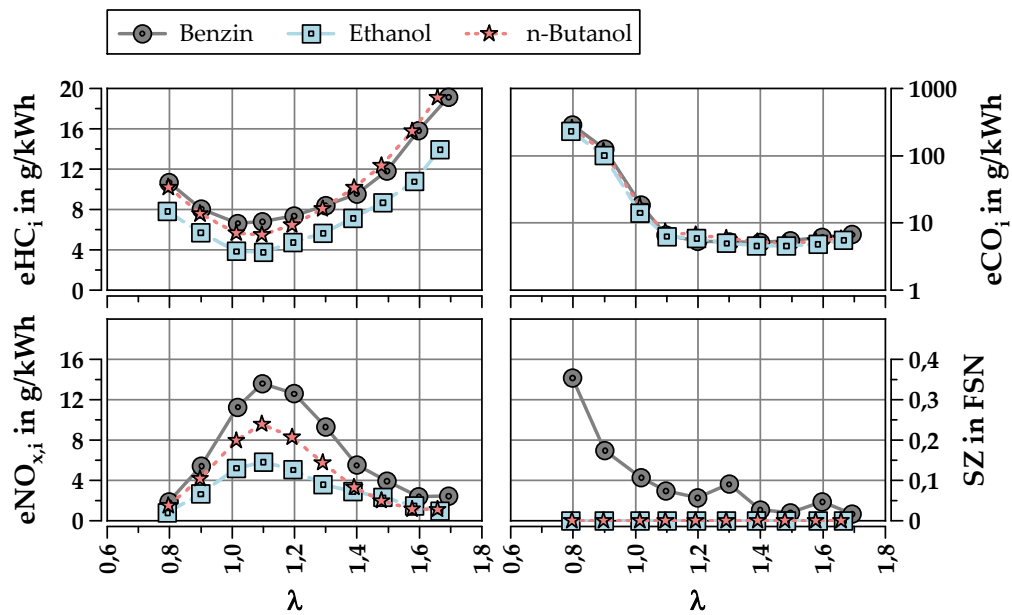


Abbildung F.5: Variation von  $\lambda$  bei niedriger Teillast und angehobenem Verdichtungsverhältnis

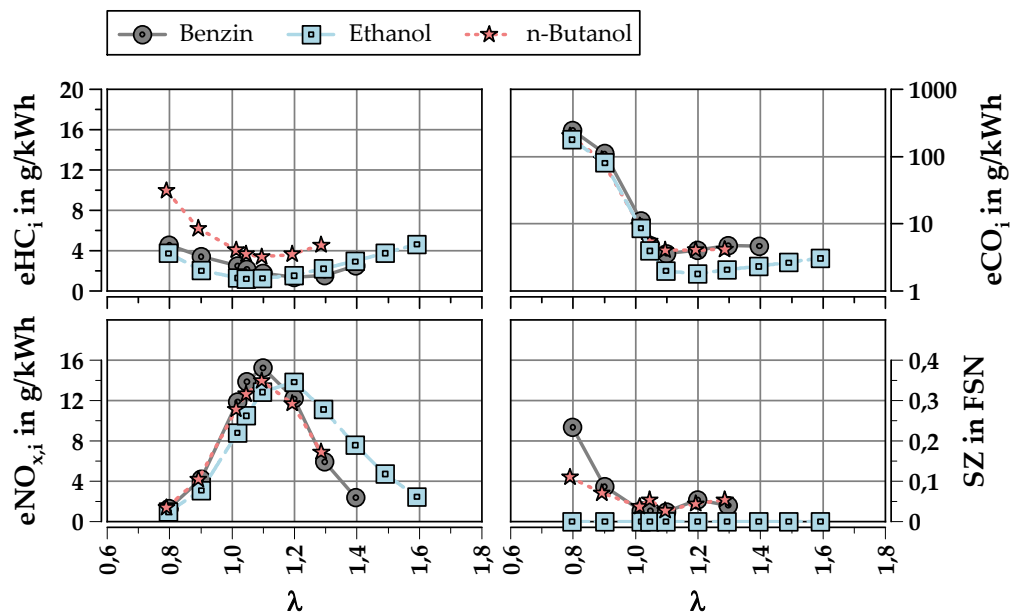


Abbildung F.6: Variation von  $\lambda$  bei hoher Last und angehobenem Verdichtungsverhältnis

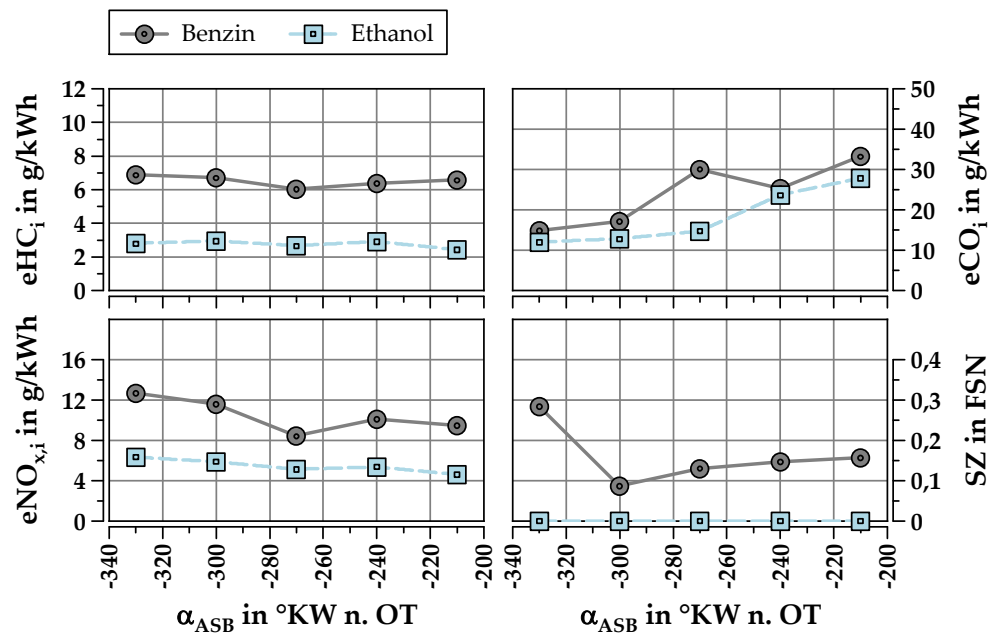


Abbildung F.7: Variation des Ansteuerbeginns bei niedriger Teillast und angehobenem Verdichtungsverhältnis

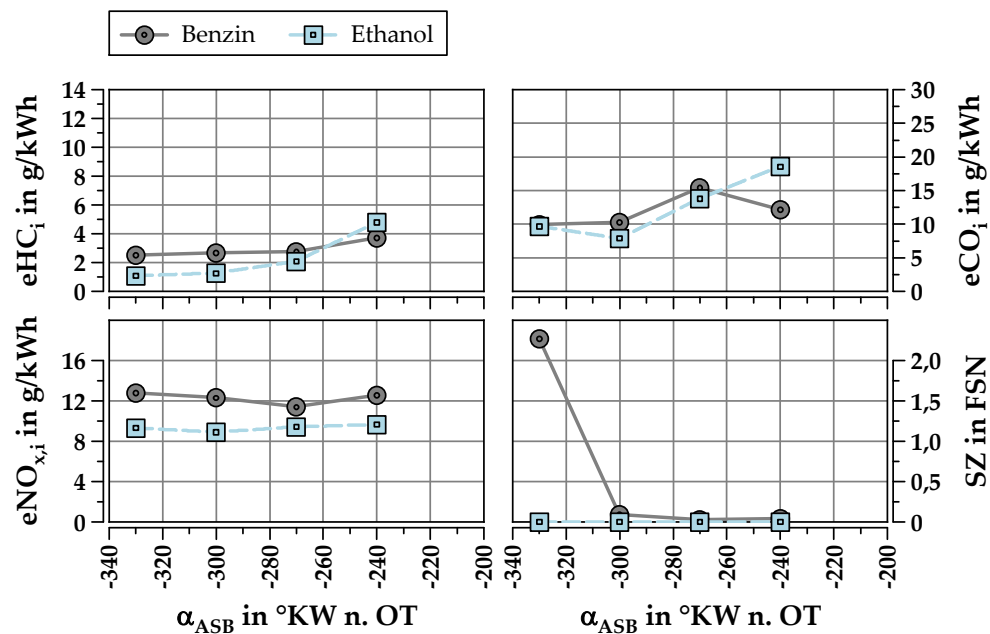


Abbildung F.8: Variation des Ansteuerbeginns bei hoher Last und angehobenem Verdichtungsverhältnis

